

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Л. А. Шубенко-Шубин

**ОСОБЕННОСТИ
КОНСТРУКЦИЙ НОВЕЙШИХ
ПАРОВЫХ ТУРБИН
БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

Л. А. ШУБЕНКО-ШУБИН

Экз. № 9915

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ НОВЕЙШИХ ПАРОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1962 ЛЕНИНГРАД

В книге рассмотрены методы повышения эффективности современных паротурбинных установок и особенности конструкций новейших отечественных паровых турбин большой мощности. Приведены материалы, относящиеся к конденсационным турбинам мощностью 100, 150, 200 и 300 Мвт.

Рассмотрены особенности конструкции предвключенной турбины ХТГЗ типа СКР-100 мощностью 100 Мвт, которая будет использовать пар с давлением 300 ата и температурой 650°С. Освещаются вопросы, связанные с перспективами использования и технического развития паровых турбин для мощных тепловых электростанций.

Книга предназначена для широкого круга инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием и эксплуатацией турбинных установок и электростанций. Она может быть также использована студентами старших курсов теплоэнергетических и энергомашиностроительных факультетов высших учебных заведений.

6П2 23 Шубенко-Шубин Леонид Александрович

III 95 Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности
М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.

136 с. с черт.

6П2 23

Редактор Б. М. Трояновский

Техн. редактор Н. И. Борунгов

Сдано в набор 27/V 1961 г.

Подписано к печати 4/IV 1962 г.

T-04321 Бумага 70×108¹/₁₆

11,56 печ. л. + 7 вклеек

Уч.-изд. л. 16,8

Тираж 1 200 экз.

Цена 94 коп.

Зак. 287

Типография Госэнергоиздата Москва, Шлюзовая наб., 10

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Глава первая Основные этапы развития мощного паротурбостроения в СССР	5
1-1 Краткий очерк довоенного развития паротурбостроения	5
1-2. Паротурбостроение в первое послевоенное десятилетие (1945—1955 гг.)	6
1-3. Современный этап развития паротурбостроения	13
Глава вторая Пути повышения эффективности современных паротурбинных установок	17
2-1 Увеличение единичной мощности турбины	17
2-2. Совершенствование теплового цикла турбинных установок	22
2-3. Совершенствование теплового процесса в паровых турбинах	33
Глава третья Конденсационные турбины мощностью 100 Мвт	39
3-1 Турбина ХТГЗ ВКТ-100 (К-100-90)	39
3-2. Турбина ЛМЗ ВК 100-6 (К-100-90)	50
Глава четвертая Турбины мощностью 150 и 200 Мвт	57
4-1 Турбина ХТГЗ ПВК-150 (К-150-130)	57
4-2. Турбина ЛМЗ ПВК-200 (К-200-130)	67
Глава пятая Турбины мощностью 300 Мвт	77
5-1. Турбина ХТГЗ К-300-240	77
5-2 Турбина ЛМЗ К-300-240	86
Глава шестая Предвключенная турбина ХТГЗ СКР-100 мощностью 100 Мвт	93
6-1 Общие сведения о турбоустановке СКР-100	93
6-2. Особенности конструкции аустенитного варианта цилиндра сверхвысокого давления турбины СКР-100	98
6-3. Особенности конструкции охлаждаемого цилиндра сверхвысокого давления турбины СКР-100	99
Глава седьмая Перспективы развития паровых турбин для мощных электростанций	110
7-1 О типе первичного двигателя для электростанций	110
7-2 Перспективы дальнейшего увеличения мощности паротурбинных агрегатов и их эффективности	113
7-3. Совершенствование термодинамического цикла и рабочего процесса в перспективных турбоустановках большой мощности	122
Литература	131

ПРЕДИСЛОВИЕ

Как указано в программе КПСС, утвержденной XXII съездом, электрификация является стержнем строительства экономики коммунистического общества. Она играет ведущую роль в развитии всех отраслей народного хозяйства и в осуществлении всего современного технического прогресса.

В грандиозных планах электрификации нашей страны, намеченных программой КПСС, важная роль отводится дальнейшему развитию энергомашиностроения и строительству мощных тепловых электростанций.

На современных мощных тепловых электростанциях для преобразования тепла, заключенного как в органическом, так и в ядерном топливе, в механическую работу вращения электрогенератора применяются почти исключительно паровые турбины. Именно они являются теми основными агрегатами, технические качества которых определяют важнейшие особенности и технико-экономические показатели тепловых электростанций.

Технический прогресс советской теплоэнергетики, создавший условия для достижения большого экономического эффекта от преимущественного развития тепловых электростанций, является в первую очередь прогрессом советского паротурбостроения. Этот прогресс особенно заметен в последние годы, когда все возрастающие темпы энергетического строительства в нашей стране поставили перед турбостроителями задачи коренного пересмотра типов и размеров паровых турбин, такого пересмотра, который обеспечил бы резкое снижение стоимости строительства электростанций и уменьшение расхода топлива на выработку электроэнергии.

Главными направлениями в решении этой задачи, как показали проектные разработки и технико-экономические расчеты, явились: увеличение единичной мощности турбин, улучшение их конструкции и совершенствование термодинамического цикла тепловых установок.

Рассмотрению основных идей, которые привели к созданию новых мощных турбоагрегатов и описанию особенностей их конструкций, и посвящена настоящая книга.

Небольшой объем книги заставил автора ограничить рассмотрение круга вопросов, относящихся к этой теме, и типов машин. В частности, в книге рассмотрены только новейшие отечественные конденсационные паровые турбины мощностью не менее 100 Мвт, созданные и разрабатываемые в самые последние годы нашими советскими турбостроительными заводами в тесном содружестве с коллективами ряда научно-исследовательских организаций, учебных институтов и смежных заводов.

По указанной выше причине пришлось лишь весьма коротко осветить особенности более старых машин типов ВК-100-2 мощностью 100 Мвт и СВК-150 мощностью 150 Мвт, построенных Ленинградским металлическим заводом (ЛМЗ) в первое послевоенное десятилетие и уже достаточно подробно описанных в технической литературе.

Для установления связи современного паротурбостроения с достижениями отечественной техники прошлых лет в гл. 1 дан краткий исторический очерк его развития.

В книге приводится краткое описание особенностей всех новых мощных конденсационных турбоагрегатов, из которых первые турбоагрегаты типа ВКТ-100 и ПВК-150 Харьковского турбинного завода (ХТГЗ) и типа ВК-100-6 и ПВК-200 Ленинградского металлического завода уже находятся в эксплуатации. Рассмотрены также конструкции турбин К-300-240 мощностью 300 Мвт, изготовление головных образцов которых на Харьковском турбинном и Ленинградском металлическом заводах закончено в 1960 г.

Следует подчеркнуть, что в небольшой книге нет возможности полностью разобрать устройство новейших турбоагрегатов; в ней речь идет только об основных особенностях конструкции турбин. Многие важные вопросы, относящиеся и к эксплуатации и к конструкции агрегатов, в ней почти не затронуты, а также опущены и вопросы, относящиеся к особенностям их расчета. Элементы конструкции машин, известные из учебной литературы, как правило, совершенно не рассматриваются; все же для логической связи в некоторых случаях уделяется весьма ограниченное место этим описаниям.

В гл. 6 рассматривается предвключенная турбина СКР-100, предназначенная для работы с начальными параметрами пара 300 ата и 650°С, которая в настоящее время изготавливается Харьковским турбинным заводом. Если эта турбина по своему типу и выпадает из принятого плана этой книги, то для оценки перспектив развития мощных конденсационных турбин такая глава является совершенно необходимой.

В очень сжатой форме в конце книги освещены вопросы перспектив развития паровых турбин, предназначенных для мощных тепловых электростанций.

Автор уже более 10 лет является главным конструктором по парогазотурбостроению на Харьковском турбинном заводе имени С. М. Кирова. Естественно поэтому, что большая часть соображений, примеров, таблиц, иллюстраций и т. п. базируется на материалах этого завода, на его конструкциях.

Сведения, относящиеся к турбинам Ленинградского металлического завода имени XXII съезда КПСС, почерпнуты либо из периодической литературы (весьма ограниченной), либо главным образом из различной технической документации, предоставленной автору главным конструктором ЛМЗ доктором техн. наук В. К. Паумовым, начальником расчетного отдела канд. техн. наук А. В. Левиным и другими сотрудниками этого завода.

Всем этим лицам, а также другим специалистам, оказавшим автору помощь в подборе и оформлении материала книги, автор приносит глубокую благодарность.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ МОЩНОГО ПАРОТУРБОСТРОЕНИЯ В СССР

1-1. КРАТКИЙ ОЧЕРК ДОВОЕННОГО РАЗВИТИЯ ПАРОТУРБОСТРОЕНИЯ

Коммунистическая партия Советского Союза и Советское Правительство всегда придавали первостепенное значение энергетике, от которой в значительной мере зависит развитие всего народного хозяйства страны. Вместе с энергетикой развивалось в стране и энергомашиностроение. Ленинский план электрификации страны (ГОЭЛРО) был также и первой программой развития советского энергомашиностроения. По этому плану главную долю электроэнергии должны были вырабатывать тепловые электростанции, для которых основным видом первичных двигателей являются паровые турбины. Таким образом, еще в начале 20-х годов текущего столетия в стране возникла настоятельная необходимость в создании собственной турбостроительной промышленности.

Первая советская паровая турбина была построена в 1924 г. Ленинградским металлическим заводом (ЛМЗ); она имела мощность 2000 *квт* и предназначалась для работы с начальными параметрами пара 11 *ата* и 300°С. Этим же заводом уже в 1926 г. была построена турбина мощностью 10 тыс. *квт* при 3000 *об/мин*, а в 1930 г. — турбина мощностью 24 тыс. *квт* при 3000 *об/мин* на начальные параметры пара 26 *ата* и 375°С. В соответствии с техническими взглядами того времени последняя турбина выполнялась с большим числом ступеней (28), размещенных в двух корпусах, в цилиндре низкого давления применено как дублирование последних ступеней, так и ответвление части пара из предпоследней ступени в конденсатор (так называемая ступень Баумана). Еще через год, в 1931 г., ЛМЗ выпустил первую турбину мощностью 50 *Мвт* на параметры пара 29 *ата* и 400°С при 1500 *об/мин*. Эта двухцилиндровая турбина имела 40 ступеней, предпоследняя ступень была двухъярусной (типа Баумана).

В 1934 г. вступил в строй Харьковский турбогенераторный завод (ХТГЗ), специально предназначенный для выпуска мощных паровых турбин. Завод начал изготавливать однокорпусные конденсационные турбины мощностью 50 *Мвт* при 1500 *об/мин* и начальных параметрах пара 29 *ата* и 400°С. Эта турбина имела уже только 17 ступеней. Весьма близка по конструкции была выпущенная в 1938 г. турбина мощностью 100 *Мвт* с теми же начальными параметрами пара.

Важным этапом в развитии отечественного паротурбостроения явилось создание Ленинградским металлическим заводом турбины АП-25-1 мощностью 25 *Мвт* при 3000 *об/мин* с регулируемым отбором пара для промышленных целей. В этой 15-ступенчатой турбине определился почти в законченном виде собственный советский конструктивный стиль, принципы которого состоят в создании быстроходных машин с возможно меньшим числом цилиндров и числом ступеней. Эффек-

тивность этих принципов нашла убедительное подтверждение в последующих конструкциях турбин ЛМЗ и ХТГЗ и прежде всего в серии мощных турбин на 3000 об/мин с параметрами пара 29 ата и 400°С при давлении в конденсаторе 0,04 ата, созданных ЛМЗ в 1937—1939 гг. К их числу относятся конденсационные одноцилиндровые турбины мощностью 50 Мвт с одним выхлопом в конденсатор и конденсационные двухцилиндровые турбины мощностью 100 Мвт типа АК-100-1. Для того времени эти турбины являлись крупнейшими одновальными агрегатами на 3000 об/мин. Увеличение мощности агрегатов при большем числе оборотов роторов позволяло значительно сократить габариты машин и их вес. Турбина АК-100-1, не отличаясь габаритами от старых тихоходных турбин ЛМЗ мощностью 50 Мвт, весила всего на 50 т больше при удвоенной мощности.

Уже с первых шагов развития паротурбостроения в нашей стране определилась острая необходимость в создании научно-исследовательских организаций, которые решали бы задачи исследования процессов, происходящих в тепловом оборудовании, разработки методики их расчета, совершенствования конструкции, анализа и обобщения опыта наладки и эксплуатации. В 1924 г. в Москве был основан Всесоюзный теплотехнический институт (ВТИ), а в 1927 г. — Ленинградское отделение Теплотехнического института (ЛОТИ), позднее реорганизованное в Центральный научно-исследовательский котлотурбинный институт (ЦКТИ). Оба эти института сыграли значительную роль в развитии советской теплоэнергетики.

Таким образом, за годы предвоенных пятилеток советское турбостроение развилось и окрепло до уровня, обеспечившего успешное выполнение планов развития энергетики в нашей стране. Уже в 1935 г. наша страна, перевыполнив более чем 2 раза план ГОЭЛРО, обогнала по производству электроэнергии крупнейшие капиталистические государства и заняла третье место в мире (после Германии и США). С 1934 г. Советский Союз освободился от иностранной зависимости в области крупного энергетического оборудования.

Создание и серийный выпуск наших промышленностью уникальных быстроходных паровых турбин большой мощности еще в довоенный период выдвинули отечественную промышленность на одно из первых мест в мировом турбостроении.

1-2. ПАРОТУРБОСТРОЕНИЕ В ПЕРВОЕ ПОСЛЕВОЕННОЕ ДЕСЯТИЛЕТИЕ (1945—1955 гг.)

В годы Великой Отечественной войны конструкторы паровых турбин не прекращали работу над их совершенствованием, над разработкой новых типов турбин.

Большую роль в дальнейшем развитии турбостроения сыграли работы ЦКТИ, ВТИ и заводов по созданию государственного стандарта на параметры пара для теплосиловых установок и типоразмеры паровых турбин. Стандарт предусматривал перевод большой советской теплоэнергетики на новую, более высокую ступень, прежде всего за счет использования пара высоких параметров (90 ата и 480—500°С). По сравнению с довоенными электростанциями, работавшими с параметрами пара 29 ата и 400°С, это повышало экономичность на 12—14%, что составляет экономию 400—500 тыс. т. условного топлива в год на 1 млн. кВт установленной мощности.

Еще в годы войны эвакуированный на Урал коллектив конструкторов ЛМЗ под руководством [М. И. Гринберга] разработал серию турбин высокого давления мощностью 25, 50 и 100 Мвт, в которой он, продолжая и развивая принципы создания быстроходных машин с ми-

нимальным числом корпусов, осуществил широкую унификацию узлов и деталей турбин, входящих в серию.

Реализуя программу послевоенного развития паротурбостроения, установленную законом о пятилетнем плане развития народного хозяйства на 1946—1950 гг., коллектив Ленинградского металлургического завода уже в 1946 г. изготовил первую из серии турбин высокого давления — двухкорпусную турбину мощностью 100 *Мет* типа ВК-100-2, установленную на Ново-Московской ГРЭС. Эта турбина была первой в мире одновальной турбиной высокого давления такой мощности на 3000 *об/мин* и являлась выдающимся достижением советского паротурбостроения.

Вслед за турбинами ВК 100-2 завод стал выпускать конденсационные одноцилиндровые турбины мощностью 50 *Мет* типа ВК-50-1, одноцилиндровые конденсационные турбины мощностью 25 *Мет* с регулируемым отбором пара для цели теплофикации при давлении 1,2—2,5 *ата* типа ВТ 25-4, одноцилиндровые конденсационные турбины мощностью 25 *Мет* с двумя регулируемыми отборами пара при давлениях 8—13 *ата* и 1,2—2,5 *ата* типа ВПТ-25-3.

В течение 10—12 лет все вышеуказанные турбины являлись основными машинами, на которых базировалось развитие большой энергетики в нашей стране.

В соответствии с ГОСТ 3618-47 все турбины этой серии предназначались для работы с начальными параметрами пара 90 *ата* и 500° С*. Возможность применения таких высоких температур обеспечивалась серьезными успехами нашей металлургической промышленности по созданию жаропрочных сталей.

Проектируя и изготавливая машины высокого давления, коллектив ЛМЗ решил ряд сложных технических задач как в отношении конструкции турбин, так и в области технологии их изготовления.

Здесь прежде всего необходимо указать на серьезное достижение конструкторов, технологов и исследователей, создавших рабочую лопатку последней ступени уникальных размеров. При среднем диаметре ступени 2000 *мм* длина этой лопатки составляла 665 *мм*, это позволило турбину мощностью 50 *Мет* выполнить одноцилиндровой с одним выхлопом в конденсатор.

Турбина мощностью 100 *Мет* типа ВК-100-2 представляет собой двухцилиндровый агрегат с двумя выхлопами в конденсаторы (рис. 1-1; см. вклейку).

Подвод пара к двухвечной регулирующей ступени осуществляется через четыре регулирующих клапана, корпуса которых сварены с отдельными сопловыми коробками, соединенными с соответствующей горловиной цилиндра также при помощи сварки. Вварные сопловые коробки несколько разгрузили паровпускную часть цилиндра высокого давления (ц. в. д.), позволили уменьшить толщины фланцев и диаметры шпилек, что улучшает условия прогрева корпуса. Для этой же цели, а также для унификации с конструкцией турбин других типов диафрагмы ц. в. д. установлены в обоймы. Коробки автоматических стопорных клапанов, паровые и сопловые коробки, а также передняя часть цилиндра изготовлены из хромомолибденовой стали марки 20ХМЛ.

Из 12 ступеней цилиндра высокого давления 10 откованы за одно целое с валом турбины из хромомолибденовой стали марки 34ХМ, а две выполнены в виде отдельных дисков, насаженных с натягом на вал.

Из ц. в. д. пар с давлением 3 *ата* поступает по двум ресиверам в двухпоточный цилиндр низкого давления (ц. н. д.), каждый из потоков которого имеет по пять ступеней. Ротор высокого давления жест-

* Для машин, выпускавшихся до 1950 г., начальная температура пара была принята 480° С.

кий, а низкого давления — гибкий Ротор ц. н. д., так же как и ротор ц. в. д., имеет самостоятельный комбинированный опорно-упорный подшипник; эти роторы соединены между собой гибкой пружинной муфтой типа Бибби. Между ротором генератора и ц. н. д. установлена полугибкая муфта, причем на полумуфте генератора расположено зубчатое колесо валоповоротного устройства, которое может вращать роторы при числе оборотов около 2 в минуту.

В турбинах этой серии широко использована сварка в самых различных узлах и деталях в элементах корпуса высокого давления в облопачивании регулирующей ступени, в конденсаторах, выхлопных патрубках и др.¹ Сваркой осуществляется соединение горловины конденсатора с выхлопным патрубком ц. н. д. что существенно упрощает конструкцию и технологию изготовления этих узлов, а также повышает плотность этого соединения.

Два конденсатора турбины с разделенным подводом воды имеют общую поверхность охлаждения 6000 м^2 , трубки развальцованы с двух сторон в трубных досках. Корпус конденсатора, свариваемый из трех частей на монтажной площадке, устанавливается на пружинных опорах.

На рис. 1-2 (см. вклейку) изображена принципиальная схема регулирования и маслоснабжения турбины ВК-100 2. Перемещение клапанов происходит от кулачкового вала, который поворачивается зубчатой рейкой, передвигаемой через систему рычагов лоршнем главного servомотора.

При понижении числа оборотов ротора центробежный регулятор посредством своих золотников увеличивает давление масла в импульсной линии, связанной с торцовой полостью боксы золотника главного servомотора, который, перемещаясь, вызывает подъем лоршня servомотора, открытие регулирующих клапанов и, следовательно, нагружение турбины. В систему регулирования введено новое устройство ограничитель мощности, который не позволяет перегрузить турбину сверх заданного предела.

Главный масляный насос нагнетает масло в систему регулирования под давлением 12 атм, а также подает масло к редукционному клапану, после которого оно с давлением 0,4 атм направляется через маслоохладители к подшипникам турбины и генератора. Вместо ранее применявшихся червячных передач в серии турбин высокого давления ЛМЗ в целях повышения надежности применили зубчатую передачу от главного вала к валу масляного насоса.

В турбине ВК 100-2 предусмотрено пять точек отбора пара для регенеративного подогрева питательной воды до температуры 212°C .

Расход пара при мощности 100 Мвт составляет 377 т/ч, а гарантированный удельный расход тепла — $2250 \text{ ккал/квт} \cdot \text{ч}$ с допуском 5%.

Естественно, что при длительной работе новых турбин в условиях высоких температур и давлений обнаруживались определенные неполадки, изучение и устранение которых явилось серьезной школой для всех советских турбостроителей. К ним, в частности, относятся повреждения лабиринтовых уплотнений в части высокого давления ЛМЗ применили елочные лабиринтовые уплотнения с насадными втулками такой же конструкции и из тех же материалов (марки 25НЗ), что и в турбинах низких параметров пара. Эксплуатация показала, что в некоторых случаях возникает существенная разница температур между валом и втулкой уплотнения, вызывающая напряжения, превышающие предел текучести материала втулок и, следовательно, остаточные деформации. При выравнивании температуры втулки и вала втулка оказывается свободно сидящей на валу, а радиальные зазоры в уплотнениях вслед-

¹ После 1950 г. стали выполняться сварными и диафрагмы корпуса высокого давления.

ствие растяжения втулки недопустимо уменьшаются. Это вызывает задевание, трение, повреждение отдельных гребешков уплотнений, приходящие впоследствии к полному разрушению уплотнений. Замена материала втулок уплотнения на хромомолибденованадиевую сталь, улучшение конструкции и уточнение эксплуатационной инструкции устраняли аварии с уплотнениями. Была признана также лучшей безвтулочная конструкция уплотнений.

В 1951—1953 гг. наблюдались случаи образования трещин во втулках насадных дисков, идущих от угла шпоночного паза. Тщательные исследования показали, что наиболее вероятной причиной образования трещин явилась недостаточная тщательность изготовления шпоночного паза и посадки диска на вал. В результате принятых мер по улучшению технологического процесса изготовления дисков после 1953 г. подобные случаи не повторялись.

Несмотря на введение различных конструктивных улучшений в узел редуктора переднего блока (упругое соединение вала турбины с валиком ведущей шестерни и др.), он продолжает оставаться, по-видимому, наименее надежным узлом турбоагрегата ВК-100-2*.

Следует также отметить, что, как показали тепловые испытания на электростанциях, паровые турбины ВК-100-2 имеют удельный расход тепла, на 4—5% превышающий гарантированный, хотя и укладывающийся в пределы 5% ного допуска. Главное снижение экономичности связано с низкой эффективностью регулирующего колеса Кертиса с большими потерями давления в регулирующих клапанах, а также с плохим к.п.д. части низкого давления, наиболее удовлетворительно работают ступени среднего давления.

В дальнейшем была произведена модернизация проточной части п. в. д. турбины, позволившая повысить ее экономичность.

В период 1945—1946 гг. завершил разработку серии быстроходных турбин высокого давления коллектив конструкторов Харьковского турбинного завода. В эту серию входили турбины мощностью 100, 50 и 25 Мвт для работы паром с параметрами 90 ата и 500°С. Однако в связи с загрузкой другими заказами из этой серии машин высокого давления начиная с 1948 г., были изготовлены только одноцилиндровые турбины мощностью 25 Мвт типа ВР-25-1 с противодавлением 31 ата для настройки станций среднего давления (29 ата) и типа ВР-25-2 с противодавлением 18 ата для технологических нужд. В турбинах этого типа применено много новых конструктивных решений, которые хорошо оправдали себя в практике эксплуатации и нашли широкое использование в последующих конструкциях.

Двойной корпус, впервые примененный в турбинах ВР-25, удачно решая задачу значительной разгрузки стенок и фланцев цилиндра, стал неизменным элементом конструкции многих турбин, работающих при давлении выше 90 ата. Сварные диафрагмы, установленные в этих машинах, используются в настоящее время во всех отечественных турбинах высокого давления. Значительно более надежной в сравнении с другими типами оказалась безвтулочная конструкция уплотнений с гребешками в неподвижной обойме и с кольцевыми выточками на валу, допускающими тепловое расширение внешних волокон вала при задевании.

Гидродинамические системы регулирования, аналогичные разработанной ХТГЗ совместно с ВТИ для турбин ВР-25, вносят серьезные упрощения в конструкцию переднего блока турбины и повышают

* Задачу повышения надежности этого узла решает внедренная уже более чем на 35 турбинах ВК-100-2 система регулирования МЭИ предложенная чл.-корр. АН СССР А. В. Щеглаевым и канд. техн. наук С. Г. Смелышским (см., например, [Л. 8]).

надежность ее работы, они находят широкое применение в отечественных турбинах.

Нельзя также не отметить, что турбины ВР 25 были первыми турбинами в СССР, построенными для работы паром с начальными параметрами 90 ата и 500°С, ранее выпускавшиеся ЛМЗ турбины работали паром с температурой 480°С.

Опыт эксплуатации турбин ВР-25 показал высокую надежность узлов, изготовленных из освоенных марок жаропрочных сталей.

Испытания первых турбин типа ВР-25-1 на электростанциях показали, что они не достигают расчетной экономичности и имеют удельный расход пара, на 4-5% превышающий гарантийный, последующая модернизация проточных частей турбин типа ВР 25, осуществленная ХТГЗ в 1955 г., позволила снизить удельный расход пара до гарантированной величины. Расход пара турбинами типа ВР-25-2 (p_2 - 18 ата) укладывался в гарантированные цифры, что, видимо, связано с меньшим влиянием малоэкономичной регулирующей ступени.

Создание и освоение оборудования для пара высоких параметров сопровождалось дальнейшим расширением научно-исследовательской деятельности наших институтов и заводских лабораторий. Особое развитие получили работы в области статической и динамической прочности узлов и деталей турбин, автоматики и регулирования жаропрочных сплавов и др. Эти работы а также практический опыт проектирования, производства, наладки и эксплуатации позволили коллективу ЛМЗ в 1951-1952 гг. разработать и изготовить, а в 1953 г. ввести в эксплуатацию первую паровую турбину типа СВК-150 1 мощностью 150 Мвт при 3000 об/мин с начальными параметрами пара 170 ата и 550°С, с промежуточным перегревом пара до 520°С. Создание этого самого мощного в Европе одновального агрегата имело большое значение для дальнейшего прогресса советского паротурбостроения.

Применение в этой турбине для ряда узлов и деталей аустенитных сталей потребовало больших исследовательских работ, создало опыт производства крупных поковок, отливок и изделий из сталей этого класса, открыло перспективы использования этих сталей для еще более высоких параметров пара.

Турбина СВК 150 1 имеет три цилиндра (рис 1-3, см. вклейку). неподвижная точка агрегата расположена в середине ц и д при тепловом расширении цилиндров по продольным шпонкам перемещаются ступица подшипников на которые опираются лапы корпуса высокого и среднего давления. Свежий пар поступает в ц в д через два автоматических затвора, размещенных впереди турбины, перепускные трубы и четыре регулирующих клапана, расположенных непосредственно на ц. в д.

Цилиндр высокого давления выполнен двухкорпусным. Паровпускная часть внутреннего цилиндра по конструкции аналогична цилиндру турбины ВК 100-2, клапанные коробки при помощи поршневых колец соединены подвижно с сопловыми коробками. Внешний цилиндр изготовлен из хромомолибденовой стали марки 20ХМЛ. Паровые и сопловые коробки, а также внутренний цилиндр выполнены из аустенитной стали марки ЛА-1 или ЛА 3. Соединение аустенитной клапанной коробки с перлитным внешним цилиндром осуществляется аустенитными болтами, болтовые отверстия во внешнем цилиндре почти по всей длине расточены на больший диаметр, и в расточки посажены аустенитные втулки. В результате этого разница температурных удлинений болтов и стягиваемых ими элементов фланцевого соединения становится незначительной.

После расширения в регулирующей двухвальной ступени и семи ступенях давления до 34 ата пар направляется в промежуточный пароперегреватель, после которого при давлении 29 ата и температуре 520°С (при полной нагрузке) подается через автоматические затворы

и отсечные клапаны в цилиндр среднего давления (ц. с. д.), который имеет 12 ступеней пройдя их, пар при давлении 0,63 ата поступает в среднюю часть двухпоточного цилиндра низкого давления (ц. н. д.). В нем имеется по три колеса в каждом потоке; предпоследняя ступень каждого потока — двухъярусная (типа Баумана) и имеет длину лопаток 664 мм при среднем диаметре 1960 мм. Последняя ступень, взятая без изменения из турбины ВК-100 2, при среднем диаметре 2000 мм имеет длину лопаток 665 мм. К выпускным частям ц. с. д. приварены два двухходовых конденсатора с поверхностью охлаждения по 4200 м², которые обеспечивают за турбиной вакуум 97% при температуре охлаждающей воды 10° С.

Ротор ц. в. д. откован из хромомолибденованадиевой стали марки Р 2 и соединен с ротором ц. в. д. гибкой муфтой Бибби каждый из этих роторов имеет свой опорно упорный подшипник. Восемь дисков ротора ц. с. д. откованы заодно с валом также из стали марки Р 2; четыре последние ступени имеют насадные диски. Роторы ц. с. д. и ц. н. д. и ротор генератора соединены между собой по гибким муфтам.

В наборном роторе ц. н. д. для устранения концентраторов напряжения и повышения надежности диски не имеют шпоночных канавок в местах посадки на вал; крутящий момент, создаваемый каждой ступенью, передается через втулки, соединенные с валом обычными шпонками, диски последних ступеней соединяются с этими втулками двумя радиальными шпонками.

Лабиринтовые уплотнения высокого давления выполнены в виде обычной для ЛМЗ елочной конструкции со втулками, однако для втулок предусмотрена жаропрочная хромомолибденованадиевая сталь и достаточный натяг при посадке на вал. Подвеска неподвижных обойм уплотнений позволяет им расширяться независимо от внутреннего и внешнего цилиндра. Начиная со второй турбины в турбоагрегате СВК-150 1 применена бескаменная схема концевых уплотнений.

Система маслоснабжения турбоагрегата СВК 150-1 отличается от принятой для турбоагрегата ВК 100-2. Масло к подшипникам подается винтовым насосом, который также создает давление на всасывании центробежного насоса регулирования. Винтовой насос, потребляющий малую мощность, приводится во вращение от главного вала через понижающий редуктор, а центробежный насос — непосредственно от вала турбины через гибкую муфту. Давление масла в системе регулирования составляет 20 атм. Столь высокое давление масла заставило принять специальные меры повышения пожарной безопасности: трубопроводы для масла такого давления расположены главным образом в переднем блоке турбины, а внешние трубы, подводящие масло к сервомоторам стопорных и отсечных клапанов, защищены специальными коробками, которые в аварийном случае предотвращают попадание масла на горячие паропроводы.

Число оборотов турбины измеряется упругим бесшарнирным регулятором скорости, который установлен на валу масляного винтового насоса смазки и имеет 1000 об/мин. При изменении числа оборотов турбины происходит деформация упругого элемента регулятора, которая вызывает перемещение следящего золотника, управляющего посредством гидравлических связей главными и промежуточными сервоприводами турбины. Перемещение поршня главного сервомотора, расположенного в переднем блоке, вызывает при помощи зубчатой рейки поворот кулачкового вала парораспределения и перемещение регулирующих клапанов.

Газовый промежуточный перегрев пара потребовал особых мероприятий для поддержания нормального числа оборотов турбины после сброса нагрузки. Чтобы предотвратить в этом случае разгон турбины паром поступающим из промежуточного пароперегревателя, перед

Было установлено значительное отставание во времени прогрева наружного цилиндра высокого давления от прогрева ротора, приводившее к недопустимому уменьшению осевых зазоров в заднем концевом уплотнении, закрепленном во внешнем цилиндре. При пусках также устанавливалась большая разность температур между верхом и низом наружных цилиндров высокого и среднего давления, вызывавшая коробление цилиндра с задеванием концевых уплотнений и их повреждением.

Ускоренный прогрев внешнего цилиндра, улучшение конструкции тепловой изоляции, ужесточение величины допустимого осевого зазора в уплотнениях, определяемого относительным удлинением статора и ротора, а также уменьшение предельной разности температур по толщине стенок горячих элементов турбины, а также верха и низа ц. в. д. и ц. с. д. позволили турбоагрегат СВК-150-1 довести до состояния полной надежности.

Исключения составляют трубопроводы свежего пара, выполненные из аустенитной стали, в которых возникают трещины вблизи сварных швов.

В марте 1955 г. были проведены предварительные тепловые испытания головной турбины СВК-150-1 [Л. 12]. Они показали, что внутренний к. п. д. цилиндра высокого давления на 10% абсолютных ниже расчетного; это обстоятельство вызывает перерасход тепла по сравнению с расчетным на 2,3—2,5%. Во время капитального ремонта перед окончательным испытанием турбины ц. в. д. подвергся некоторой реконструкции: был заменен лопаточный аппарат регулирующей ступени и установлены дополнительные радиальные уплотнения по верху бандажных рабочих лопаток всех ступеней давления. Благодаря этой реконструкции внутренний к. п. д. ц. в. д. повысился на 6—7% абсолютных, хотя экономичность цилиндра и не была доведена до расчетной. Приведенный к гарантийным условиям удельный расход тепла при полной мощности составил 2084 ккал/квт·ч, что на 3,2% больше гарантированного, но укладывается в обусловленный техническими условиями допуск 5%. По данным испытания первых образцов турбин ВК-100-2 удельный расход пара составлял 2357 ккал/квт·ч. Таким образом, по сравнению с этой турбиной турбоагрегат СВК-150-1 дает экономию тепла до 11,5%.

1-3. СОВРЕМЕННЫЙ ЭТАП РАЗВИТИЯ ПАРОТУРБОСТРОЕНИЯ

Решения июльского Пленума ЦК КПСС 1955 г. и директивы XX съезда КПСС со всей остротой поставили перед советским народом вопросы технического прогресса. У советских турбостроителей возникли новые большие задачи.

Одной из основных задач является резкое увеличение единичной мощности турбинных агрегатов. Значительный рост энергосистем в нашей стране позволяет применять без снижения надежности энергооборудования в качестве основных агрегатов крупнейшие паровые турбины мощностью 100, 150, 200 и 300 Мвт. Помимо сокращения стоимости строительства электростанций и ряда других преимуществ, увеличение мощности турбин позволяет резко поднять производительность турбинных заводов.

Важнейшей задачей также является повышение экономичности турбоустановок, которое достигается за счет следующих основных мероприятий: дальнейшего повышения начальных параметров пара; введения промежуточного перегрева пара; совершенствования конструкций турбин и в первую очередь улучшения аэродинамических качеств проточных частей турбин.

Результаты работы научно-исследовательских организаций и турбостроительных заводов в области жаропрочных сталей, полученные к концу 5-й пятилетки, позволили установить, что возможности освоения

ных перлитных сталей не исчерпываются применявшимися параметрами пара (90 атм и 500°С) и что изделия из этих сталей вполне надежно могут длительно работать в условиях более высоких температур (до 535°С). Определилась также полная реальность промышленного освоения материалов неаустенитного класса для работы их с начальными параметрами пара 130 атм и 565°С.

Опыт создания и эксплуатации турбин типа СВК-150-1 убедительно показал, что усложнение производства и эксплуатации, а также удорожание, связанное в основном с широким использованием аустенитных сталей, могут достаточно эффективно окупиться лишь при дальнейшем значительном повышении начальных параметров пара.

Вместе с тем на основании того же опыта при выполнении вполне определившейся программы интенсивных исследований и широком размахе экспериментальных работ в лабораторных и промышленных условиях можно было с уверенностью считать возможным создание изделий из аустенитных сплавов, способных нести длительную службу в турбинах с начальным давлением пара 300 атм и температурой 650°С.

Таким образом, определилась реальная возможность значительного повышения экономичности турбоустановок за счет повышения предельных значений температуры и давления пара, поступающего в турбины.

Большой опыт производства и эксплуатации элементов энергооборудования из перлитных сталей, их относительная дешевизна при сравнительно малом расходе легирующих элементов позволяли считать, что повышение начальных параметров пара до величин, допускающих применение перлитных (ферритных) сталей, не потребует значительных затрат, а также длительного освоения в производстве и эксплуатации. Конструкторские проработки, проектные исследования и экспериментальные работы показали, что такое направление развития теплоэнергетики, ориентирующееся на максимальное использование возможностей сталей перлитно-ферритного класса, является на ближайшие 10 - 15 лет наиболее целесообразным и эффективным.

Внедрение же еще более высоких начальных параметров пара, требующих широкого использования материалов аустенитного класса, на ближайшие годы должно ограничиваться опытно-промышленным освоением на отдельных крупных промышленных установках.

Значительный экономический эффект достигается также за счет промежуточного перегрева пара. Из возможных приемов осуществления этого перегрева наиболее целесообразным является, как это показали многочисленные расчетные и проектные исследования институтов и заводов, перегрев пара в газоходах котла при блочной компоновке котельного агрегата с турбиной.

Необходимо подчеркнуть, что широкое внедрение блочных установок котел—турбина является характерной особенностью современного развития энергетики. Существенное уменьшение расхода тепла за счет применения промежуточного перегрева пара можно получить только при малых потерях в тракте промперегрева, достигаемых лишь при коротких связях между котлом и турбиной, характерных для блочной компоновки. Сокращение и упрощение межагрегатных связей и коммуникаций, отказ от установки резервных котлов, упрощение строительных конструкций, создание реальной возможности наиболее полной автоматизации управления агрегатами, сокращение численности обслуживающего персонала, повышение экономичности—вот далеко не полный перечень преимуществ компоновок в один блок котел—турбина—генератор—трансформатор. Нельзя не отметить, что отсутствие резервов при блочной компоновке требует повышения надежности работы оборудования, особенно котельных агрегатов, фактический срок непрерывной работы которых, как показывает опыт эксплуатации, во много раз меньше длительности непрерывной работы турбоагрегатов.

В конце 40-х годов возобновились, а затем получили значительное развитие исследования в области аэродинамики проточных частей турбин. Работы ЦКТИ, ВТИ, Института теплотехники Академии наук СССР, Ленинградского и Харьковского политехнических институтов, Московского энергетического института, Брянского института транспортного машиностроения, а также лабораторий турбостроительных заводов позволили наметить способы совершенствования конструкции лопаточного аппарата турбин, отдельных ступеней и проточной части в целом. Это в первую очередь относилось к проточным частям турбин высокого давления, где, может быть, в наибольшей степени сказывались недостатки заводских способов расчета, основанных на довоенных экспериментальных данных. Осуществление рекомендованных институтами приемов повышения аэродинамических качеств турбин совместно с рядом дополнительных мероприятий, содержание которых определено в результате выполнения большой программы исследований и испытания головных образцов модернизированных и новых турбин, позволило рассчитывать на весьма заметное увеличение экономичности турбин.

Естественно, что все эти мероприятия по повышению экономичности турбин не могли отвести на второй план всегда являющееся основным требование максимальной надежности турбоустановок.

Одним из важных условий повышения надежности, а также улучшения эксплуатационных показателей турбоустановок является широкая автоматизация управления и защиты агрегатов вплоть до полной комплексной автоматизации блока котел—турбина.

Программа развития турбостроения реализуется в виде создания ряда новых агрегатов и модернизации выпускавшихся ранее турбин.

Все турбины высокого давления мощностью 25, 50 и 100 Мвт модернизируются для работы с начальными параметрами пара 90 атм и 535°С и с улучшением проточной части их. Для этих же условий работы спроектирована и стала выпускаться с 1957 г. Харьковским турбинным заводом новая турбина ВКТ-100 мощностью 100 Мвт, а с 1958 г.—Ленинградским металлическим заводом выпускается турбина ВК-100-6 той же мощности.

В 1958 г. выпущены головные образцы турбин типа ПВК-150 мощностью 150 Мвт Харьковским турбинным заводом и ПВК-200 мощностью 200 Мвт Ленинградским металлическим заводом. Они служат основными агрегатами для подавляющего большинства новых крупных конденсационных электростанций. На базе этих агрегатов осуществляется переход на строительство крупнейших электростанций мощностью 1 млн. квт и выше с блоками котел—турбина при давлении пара 130 атм и температуре 565°С, с промежуточным перегревом до начальной температуры, допускающими применение перлитных сталей.

Настойчивые изыскания металлургов наших научно-исследовательских институтов (ЦКТИ, ЦНИИТМАШ, ВТИ и др.) и заводов (Ново-Краматорский, УЗТМ, НЗЛ, турбинные и др.) в области материалов неаустенитного класса в последнее время привели к созданию новых перлитных сталей, а также ферритных сталей на базе 11—12% хрома с добавками молибдена и ванадия. В настоящее время промышленность завершает освоение этих сталей в виде таких крупных поковок и отливок, как роторы и цилиндры турбин высокого давления. Учитывая высокие свойства жаропрочности этих сталей, позволяющие использовать их для крупных деталей турбин, несущих длительную нагрузку при температуре около 580—590°С, турбостроители внесли предложение о расширении температурной области использования сталей неаустенитного класса до 580°С с последующим возможным повышением этой температуры до 600—610°С. В 1960 г. ХТГЗ и ЛМЗ уже изготовили головные образцы одновальных турбин типа К-300-240*

мощностью 300 Мвт для работы с начальными параметрами пара 240 ата и 580°С, с промежуточным перегревом до 565°С. Эти одно-валовые быстроходные агрегаты будут одними из самых мощных машин этого класса в мировом турбостроении.

Ряд новых принципиальных решений предложен Харьковским заводом в проекте турбины типа СКР-100 мощностью 100 Мвт с началь-

ными параметрами пара 300 ата и 650°С, с промежуточным перегревом до 565°С. Эта турбина с противодавлением 31 ата предназначена для работы в качестве предвключенной перед турбинами среднего давления. Турбина СКР-100 является прототипом головной части конденсационного турбоагрегата мощностью 300 Мвт, предназначенного для работы на свежем паре с температурой 650°С, технические проекты которого завершены разработкой в 1957 г. ЛМЗ и ХТГЗ.

Проработка этих проектов показала, что в решении задачи создания турбин на такие параметры пара имеется много трудностей и проблем, не позволяющих без широко поставленного промышленного эксперимента найти уверенное конструктивное решение головной части турбины, подверженной воздействию пара сверхвысоких параметров.

Исходя из этих соображений, ХТГЗ выполняет турбину СКР-100 в двух вариантах. Цилиндр сверхвысокого давления (ц. с. в. д.) в первом варианте имеет ротор, внутренний безразъемный корпус, паровпускные части и диафрагмы, выполненные из аустенитной стали.

В ц. с. в. д. второго варианта широко применено охлаждение всех паровпускных частей машины, переднего уплотнения, а также ротора и внутреннего цилиндра паром с температурой около 520°С и давлением, весьма близким к давлению рабочего пара в соответствующих элементах.

Семилетка 1959—1965 гг. явится для советских турбостроителей новым важным этапом борьбы за технический прогресс. На рис. 1-5 приведены основные оптимальные показатели турбинных агрегатов, выпускавшихся турбостроительными заводами СССР за годы советской власти. Особенно показательно изменение основных характеристик этих агрегатов за период времени после XX съезда КПСС. Не менее характерны данные табл. 1-1, дающей представление о повышении уровня экономичности новейших турбин по сравнению с фактической экономичностью турбин типа ВК-100-2, являвшихся основным типом

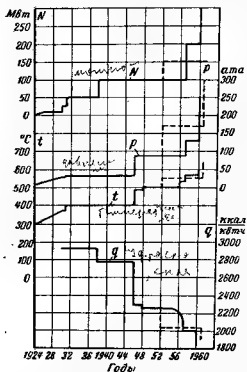


Рис. 1-5 Изменение оптимальных характеристик советских паровых турбин с 1924 по 1965 г.

— турбины из материалов перлитного класса; — — — турбины с широким применением материалов аустенитного класса; N — максимальная мощность одноваловой турбины; p — максимальное начальное давление пара; t — максимальная начальная температура пара; q — максимальный удельный расход тепла.

* По новому стандарту (ГОСТ 3618-58) так обозначаются конденсационные турбины мощностью 300 Мвт с начальным давлением пара 240 ата.

турбина большой энергетики в 5-й пятилетке. О масштабах экономического эффекта, достигаемого в новых турбинах, можно судить по тому, что, например, каждая турбина мощностью 300 Мвт (на 240 атм и 580° С) будет давать ежегодную экономию топлива на сумму, превышающую стоимость самой турбины:

Таблица 1-1

Уменьшение удельных расходов тепла брутто в новых турбоустановках по сравнению с фактическим удельным расходом тепла турбоустановки ВК-100-2 (на 90 атм и 500° С)

Тип турбины	ВКТ 100	ВК-100-6	ПВК-150	ПВК-200	К-300 240
Завод-изготовитель	ХТГЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ЛМЗ	ХТГЗ; ЛМЗ
Мощность, Мвт	100	100	150	200	300
Начальное давление пара, атм	90	90	130	130	240
Начальная температура, °С	535	535	565	565	580
Температура промпрегрева, °С	—	—	565	565	565
Уменьшение удельного расхода тепла, %	6,5	6,5	14,5	15,0	22,0

Вместе с тем конструкторские разработки, которые в настоящее время ведут турбостроительные заводы и проектные организации, показывают, что дополнительную крупную экономию средств на капитальное строительство и эксплуатацию можно достигнуть за счет дальнейшего повышения единичных мощностей турбинных агрегатов. Более того, эти разработки показывают, что в настоящее время совершенно реально создание в ближайшие годы турбоагрегатов гигантской мощности (вплоть до 1 млн. квт). Эти и некоторые другие вопросы перспектив развития мощного паротурбостроения освещены в заключительной главе книги.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

2-1. УВЕЛИЧЕНИЕ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ

Все возрастающие масштабы выработки электроэнергии в нашей стране, а следовательно, и ввода в эксплуатацию новых мощностей на тепловых электростанциях практически невозможно обеспечить за счет агрегатов малой или средней мощности. Увеличение выработки электроэнергии вызывает необходимость одновременного увеличения единичной мощности агрегатов. Предельные мощности агрегатов ограничиваются, с одной стороны, мощностью энергосистем, для которых они предназначены, а с другой — технической и производственной возможностями их создания.

В настоящее время, по-видимому, нет еще единой методики и достаточной ясности в вопросах определения предельной допустимой мощности турбоагрегатов в условиях различных энергетических систем; выбор оптимальной мощности турбин должен осуществляться поэтому на основании подробных технико-экономических расчетов каждой конкретной энергосистемы. Для приблизительной оценки границ целесообразного увеличения единичной мощности паровых турбин могут служить данные американской технической литературы, которые считают экономически оправданным увеличение мощности до размеров, не превышающих 6—7% мощности энергосистемы. Работы советских авторов (см., например, [Л. 13]) ставят величину оптимальной мощности агре-

гата в зависимость не только от мощности энергосистемы, но также от применяемых параметров пара, а следовательно, от стоимости топлива, числа часов использования и других факторов; они несколько снижают величину предельной мощности отдельных агрегатов в системе и (в грубой оценке) доводят ее до 4—6% общей мощности системы. Таким образом, учитывая размеры функционирующих энергосистем, а также все возрастающее их укрупнение и объединение, можно считать, что турбоагрегаты мощностью 100, 150, 200 и даже 300 *Мвт* могут быть широко использованы уже в настоящее время и что в самом ближайшем будущем станет экономически целесообразным применение турбин еще более крупных мощностей (вплоть до 1000 *Мвт*).

Вместе с тем создание очень мощных паровых турбин встречает серьезные затруднения. Дело в том, что простое увеличение мощности турбоагрегата без достижения новых технико-экономических качеств нельзя считать целесообразным. Так, например, если мощность турбоагрегата 200 *Мвт* достигается за счет удвоения числа цилиндров по сравнению с турбоагрегатом мощностью 100 *Мвт* при соответствующем удвоении габаритов и весов, то удельные стоимости изготовления турбин и сооружения машинного зала не могут существенно уменьшиться. Такое увеличение мощности не может быть экономически эффективным. С другой стороны, если бы заводы остановились на уровне тех же технических достижений машины 100 *Мвт*, то практически было бы невозможно создание одновального агрегата мощностью 300 *Мвт* с приемлемой экономичностью.

Важнейшим элементом конденсационного турбоагрегата, ограничивающим величину целесообразного увеличения его мощности, является последняя ступень. Достижения советских турбостроителей в этой области, составляющей одну из самых трудных и важных проблем турбостроения, в основном и определили возможность значительного

Таблица 2-1

Основные характеристики рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин

Ступень турбины	18-я ступень НД БК-50-1 ЛМЗ	4-я ступень НД ПКБ-200 ЛМЗ	5-я ступень НД К 300-240 ЛМЗ	4-я ступень НД БКТ-100 ХПЗ	6-я ступень НД ПКБ 150 ХПЗ	6-я ступень НД К 300-240 ХПЗ
Высота рабочей части, мм	665	765	960	740	780	1050
Средний диаметр колеса, мм	2000	2100	2480	2085	2125	2550
Торцовая площадь, м ² . . .	4,18	5,04	7,48	4,85	5,21	8,41
Давление в конденсаторе, атм	0,035	0,035	0,035	0,03	0,035	0,035
Потери с выходной скоростью, ккал/кг	11,4	8,6	8,2	8,2	9,9	6,4
Максимальная окружная скорость, м/сек	421	450	540	445	456	565
Вес лопатки с хвостом, кг	5,27	6,8	9,8	9,58	9,72	12,84
Центробежная сила лопатки с хвостом и связями (п 3000 об/мин), т . . .	42,08	57,08	95,2	83,65	85,25	130,62
Максимальные напряжения от изгиба паром в рабочей части отдельной лопатки, кг/см ²	158	192	283	132	210	180
Максимальные суммарные напряжения в рабочей части лопатки, кг/см ²	2300	3280	4300	2890	2630	4320
Частота 1-го тона тангенциальных колебаний пакета лопаток, гц	113	59	37,5	104	92,7	41
Год изготовления лопатки .	1946	1957	1960	1956	1957	1960

увеличения единичной мощности турбин при весьма существенном улучшении их удельных технико-экономических показателей.

На рис. 2-1 и в табл. 21 представлены конструктивные схемы и основные характеристики рабочих лопаток последних ступеней отечественных паровых турбин, каждая из которых в свое время для скоро-

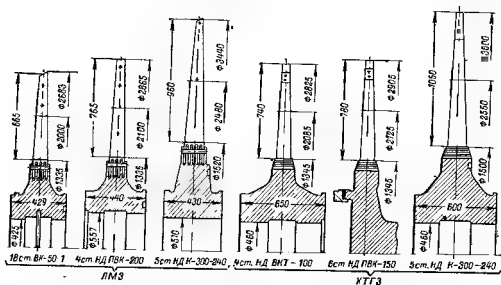


Рис. 2-1. Колеса последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин.

сти вращения 3000 об/мин являлась рекордной по размерам и не имела себе равных в зарубежной практике. Как видно из этих данных, за последние 3 года турбинные заводы дважды преодолели технические трудности создания лопаток большей длины, в то время как в предыдущие годы достижение каждого нового успеха в этой области требовало около 10 лет.

Ниже мы еще вернемся к рассмотрению особенностей рабочих лопаток последних ступеней новых турбин; здесь же необходимо еще раз подчеркнуть, что существенное улучшение технико-экономических показателей каждого нового мощного турбоагрегата в основном явилось следствием нового достижения в создании рабочих лопаток последней ступени.

На рис. 2-2 показаны относительные изменения удельных показателей новых конденсационных турбоагрегатов ХТГЗ: ВКТ-100, ПВК-150 и К-300-240 (за 100% приняты соответствующие показатели турбины ВКТ-100). Для каждой из этих турбин была создана новая рабочая лопатка последней ступени длиной соответственно 740, 780 и 1050 мм.

Как следует из рис. 2-2, удельные затраты труда и металла резко снижаются с уве-

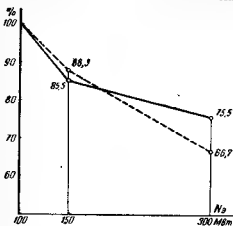


Рис. 2-2. Изменение удельных трудоемкостей изготовления и веса новых турбин ХТГЗ

— вес на 1 кВт выработанной электроэнергии; --- трудоемкость, ч/квт.

личением мощности турбины, даже если это увеличение мощности сопровождается значительным повышением начальных параметров пара. Так, например, затраты труда на выработку каждого киловатта мощности двухцилиндровой турбиной мощностью 100 *Мвт* оказываются на 50% и затраты металла на 33% больше, чем для трехцилиндровой турбины мощностью 300 *Мвт*. Конструктивные проработки показывают, что использование в турбине мощностью 300 *Мвт* вместо новых, созданных для нее лопаток длиной 1050 мм лопаток длиной 780 мм (от турбины ПВК-150) не дало бы такого эффекта; в этом случае потребовалось бы для получения такой мощности создать агрегат из четырех цилиндров вместо трех (четыре выхода турбины ПВК 150 имеют торцовую площадь 20,84 м², а три выхода К-300-240 соответственно 25,6 м²), длина которого была бы больше трехцилиндрового агрегата на 4 м и вес увеличивался бы более чем на 100 т. Кроме того, в этом случае увеличилась бы удельная трудоемкость изготовления машины на 20–25%. При этих условиях экономический эффект повышения мощности турбоагрегата от 150 до 300 *Мвт* был бы весьма невелик.

На рис. 2-2 обращает на себя внимание более резкое снижение для турбоагрегата К-300-240 трудовых затрат, чем снижение удельного веса; это объясняется не только применением в турбине К-300-240 значительно большего начального давления (p_0 в 2,65 раз больше, чем в турбине ВКТ-100), но и положительным результатом унификации и нормализации деталей и узлов турбин.

Резкое улучшение технико-экономических показателей новых более мощных паровых турбин приводит к существенному увеличению производственной мощности турбостроительных заводов. Например, Харьковский турбинный завод в 1960 г. на тех же производственных площадях изготовил паровых турбин общей мощностью в 6 раз больше, чем в 1955 г. Без дополнительных затрат металла и труда завод может изготовить четыре турбины типа К-300-240 вместо девяти турбин типа ВКТ-100, т. е. на 300 *Мвт* больше.

Таким образом, очевидно, что увеличение единичной мощности турбоагрегатов является важнейшим источником повышения производственной мощности турбостроительных заводов и улучшения всех технико-экономических показателей турбин.

Весьма значительный эффект от применения новых турбоагрегатов большой мощности достигается и в строительстве электростанций. Если воспользоваться расчетными данными института «Теплоэлектропроект» [Л. 16 и 17], то можно составить табл. 2-2, в которой приведены удельные стоимости 1 *квт* установленной мощности блока котел—турбина в зависимости от единичной мощности турбоагрегатов и мощности электростанций.

Таблица 2-2

Удельные стоимости 1 *квт* установленной мощности блока в зависимости от единичной мощности турбоагрегатов и мощности электростанций

Мощность турбоагрегатов, <i>Мвт</i>	Начальные параметры пара			Стоимость 1 <i>квт</i> установленной мощности, руб., при мощности электростанций, <i>Мвт</i>			
	Давление, <i>атм</i>	Температура, °C	Температура перегрева, °C	300	600	1200	2400
100	90	535	—	1170	1090	—	—
150	130	565	565	—	945	885	—
200	130	565	565	—	925	850	—
300	240	680	585	—	—	805	740

Примечание. Таблица относится к электростанциям, работающим на твердом топливе; для электростанций, работающих на газообразном и жидком топливах, стоимость установленного 1 *квт* снижается примерно на 20 %.

Из таблицы видно, что удвоение мощности блоков котел—турбина снижает удельные стоимости установленного 1 кВт при неизменной мощности электростанции на 10—15%. Если такое сопоставление сделать для блоков с одинаковыми начальными параметрами пара, то это снижение для всех вариантов окажется приблизительно одинаковым и составит примерно 15% [Л. 18]. При неизменной мощности блоков удвоение мощности электростанции приводит к снижению удельных капитальных затрат на 8%.

Естественно, что наибольший эффект получается при одновременном увеличении единичной мощности турбоагрегатов и общей мощности электростанции. При удвоении мощности турбоагрегатов и электростанции снижение стоимости установленного 1 кВт составит 17—23%. Так, например, при сооружении одной электростанции мощностью 2400 тыс. кВт с восемью турбинами К-300-240 вместо двух электростанций мощностью по 1200 тыс. кВт с восемью турбинами ПВК-150 экономия средств капитального строительства составит примерно 17%*.

Увеличение мощности блоков и электростанций в целом приводит также к значительному сокращению численности обслуживающего персонала. Например, увеличение мощности электростанции от 300 до 800 тыс. кВт при установке турбоагрегатов по 100 Мвт дает снижение штатного коэффициента¹ с 1,73 до 0,9; на электростанции мощностью 2400 тыс. кВт с турбинами К-800-240 штатный коэффициент может быть доведен до 0,2 [Л. 19].

Таким образом, увеличение единичной мощности турбоагрегатов, которое сопровождается соответствующим увеличением мощностей и производительностей котельного, электрического и вспомогательного оборудования, при одновременном увеличении мощности электростанций является весьма эффективным средством снижения стоимости строительства электростанции и увеличения темпов роста энергетических мощностей.

Необходимо отметить еще одно преимущество турбоагрегатов большой мощности: за счет снижения удельных потерь через неплотности и особенно потерь в проточной части высокого давления, обусловленных малой высотой рабочих каналов, более мощные турбоагрегаты имеют и заметно более высокую экономичность.

На рис. 2-3 приведены ориентировочные графики относительного уменьшения удельного расхода тепла при увеличении мощности турбоагрегата. Сравнение ведется с турбиной мощностью 100 Мвт при различных начальных давлениях пара, принятых в современных турбоустановках, и при начальной температуре пара 565°С с одним промежуточным перегревом до 565°С. Уже при начальном давлении пара 90 ата турбоагрегат мощностью 300 Мвт оказывается экономичнее турбоагрегата мощностью 100 Мвт примерно на 1%; при давлении пара 240 ата удельный расход тепла в турбоагрегате мощностью 100 Мвт на

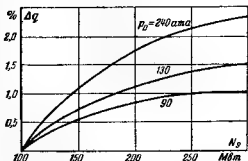


Рис. 2-3. Относительное уменьшение удельного расхода тепла в зависимости от мощности турбоагрегата и начального давления пара ($t_0 = 565^\circ\text{C}$, $t_{пл} = 565^\circ\text{C}$).

* Не говоря уже о значительной экономии топлива.

¹ Штатным коэффициентом называется численность обслуживающего персонала на 1000 кВт установленной мощности.

2,3% превышает расход тепла в турбоагрегате мощностью 300 *Мвт*. Эти 2,3% дополнительных потерь составляют приблизительно половину общего повышения экономичности в турбоагрегате мощностью 100 *Мвт* при начальном давлении 240 *ата* вместо давления 90 *ата*. Таким образом, использование в турбоустановках относительно малых мощностей пара очень высоких начальных давлений нецелесообразно. Наоборот, увеличение единичной мощности турбоагрегатов делает более эффективным дальнейшее повышение начального давления пара и позволяет достигнуть более высокой экономичности теплосиловых установок.

В настоящее время установлена новая шкала мощностей паротурбинных агрегатов для тепловых конденсационных электростанций. Если до 1958 г. для таких электростанций основными являлись турбоагрегаты мощностью 50 и 100 *Мвт**, то в семилетии 1959—1965 гг. новые энергетические мощности будут создаваться в основном за счет турбоагрегатов мощностью 100 (ВКТ-100, ВК-100-6, ПВК-100), 150 (ПВК-150), 200 (ПВК-200) и 300 *Мвт* (К-300-240)**. Более 300 блоков с этими крупными машинами будут изготовлены в текущую семилетку; суммарная мощность машин этого класса составит около 70% по отношению к суммарной мощности паровых турбин, изготавливаемых на отечественных заводах [Л. 19].

2.2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ЦИКЛА ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Повышение начальных параметров пара является одним из основных методов совершенствования теплового процесса турбинных установок. Для первой оценки влияния начальных параметров пара на экономичность установки рассмотрим простейший идеальный цикл, к. п. д. которого

$$\eta_i = \frac{H_0}{i_0 - i_k},$$

где H_0 — располагаемый тепловой перепад;
 i_0 — энтальпия свежего пара;
 i_k — энтальпия конденсата.

При повышении начального давления и при постоянной начальной температуре термический к. п. д. η_i вначале растет как за счет увеличения изэнтропийного теплоперепада, так и за счет уменьшения затрат тепла на получение пара в котле (начальная энтальпия). На рис. 2-4 представлены кривые, построенные при давлении в конденсаторе $p_k = 0,03$ *ата*, которые показывают, что располагаемый теплоперепад H_0 достигает максимума в пределах давления до 500 *ата* при температуре примерно до 800°С. При больших начальных температурах этот максимум сдвигается в сторону больших давлений (за пределы графика рис. 2-4). Однако увеличение к. п. д. цикла не прекращается с достиганием максимума H_0 , а продолжается и для несколько более высоких давлений в связи с непрерывным уменьшением начальной энтальпии. При температуре 500°С максимум к. п. д. идеального цикла достигается при давлении примерно 300 *ата*, а при температуре 600°С — в интервале между 500 и 600 *ата*.

На рис. 2-5 показано приращение к. п. д. идеального цикла в процентах в зависимости от начальных параметров пара по сравнению

* За период 1953—1958 гг. было установлено только четыре турбоагрегата СВК-150 мощностью 150 *Мвт*.

** К концу семилетки будут изготовлены первые турбины с единичной мощностью 500—800 *Мвт*.

с идеальным циклом при параметрах пара 90 ата и 500°С. При любом начальном давлении теоретический к. п. д. простейшего идеального цикла с повышением начальной температуры пара неуклонно возрастает. Выигрыш в экономичности при переходе на более высокую начальную температуру растет с увеличением начального давления пара.

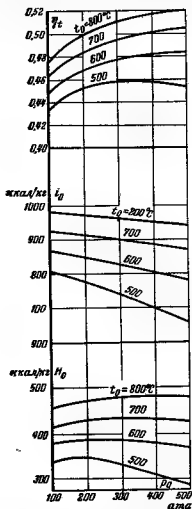


Рис. 2-4. Изменение располагаемого теплоперепада, начальной энтальпии и к. п. д. идеального цикла в зависимости от начального давления пара p_0 и начальной температуры t_0 ; давление в конденсаторе $p_k = 0,03$ ата.

причем в интервале от 100 до 300 ата прирост к. п. д. идеального цикла для всех начальных температур составляет 5,5–7%.

На рис. 2-5 приведены также пунктирные кривые, характеризующие приращение к. п. д. нетто идеального цикла с учетом теоретического расхода энергии на питательный насос и повышения энтальпии конденсата после насоса. Коэффициент полезного действия нетто цикла существенно ниже к. п. д. брутто идеального цикла; максимум к. п. д. нетто при фиксированной температуре отодвигается в сторону несколько меньших начальных давлений пара.

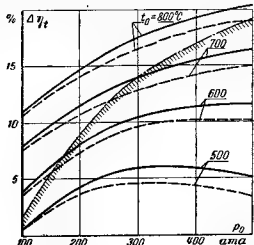


Рис. 2-5. Изменение к. п. д. идеального цикла η_t по сравнению с циклом при $p_0 = 90$ ата и $t_0 = 500^\circ\text{C}$ при изменении начальных параметров пара; давление в конденсаторе $p_k = 0,03$ ата.

— $\Delta\eta_t$ брутто; ---- $\Delta\eta_t$ нетто (с учетом теоретического расхода энергии на питательный насос); // — граница области возможных начальных параметров пара (без промежуточного перегрева); влажность в турбине с начальными параметрами пара, лежащими в области ниже этой граничной кривой, превысит максимально допустимую величину 14%.

При давлении 100 ата выигрыш в к. п. д. с повышением начальной температуры на каждые 100°С составляет 3–3,5%, а при давлении 500 ата этот выигрыш достигает 5–6%.

В интервале температур 500°–700°С повышение давления выше 300–400 ата почти не улучшает тепловой экономичности, а при температурах, лежащих у нижней границы этого интервала, даже несколько ее снижает. Основное увеличение экономичности за счет повышения начального давления пара достигается в диапазоне приблизительно до 300 ата,

Хотя экономичность действительного цикла существенно снижается вследствие потерь в котельном агрегате, паропроводах, расхода энергии на собственные нужды и т. п., общий характер выводов, сделанных при рассмотрении простейшего идеального цикла, может быть с теми или иными поправками распространен и на более сложные идеальные и действительные циклы. В частности, для действительных циклов с повышением начальной температуры пара к. п. д. непрерывно растет, а с повышением начального давления сначала увеличивается довольно быстро, а затем все медленнее. Применение очень больших начальных давлений пара (выше 400—500 *ата*) при относительно невысоких начальных температурах (500—700°С) не улучшает экономичности цикла; наиболее значительный эффект достигается при одновременном повышении начального давления и температуры пара.



Рис. 2-6. Рабочие лопатки последней ступени турбины ВКТ 100 после 1820 ч работы до применения специальных мер борьбы с эрозией.

При практической реализации циклов с повышенными начальными параметрами пара возникает ряд серьезных затруднений, главнейшим из которых для циклов с очень высокой начальной температурой пара является, как известно, резкое снижение работоспособности металла. Увеличение экономичности теплосиловых установок только за счет повышения начального давления пара в интервале до давления 300 *ата* по рис. 2-5 очень эффективно, но в простом цикле неосуществимо по причине недопустимого возрастания влажности пара в последних ступенях турбины.

Практикой эксплуатации турбин установлено, что наибольшая влажность за последней ступенью турбины не должна превышать 13—14%*. Даже при такой влажности для достаточно длинных рабочих лопаток последней ступени с окружной скоростью на периферии, превышающей 350—400 *м/сек*, необходимо применять специальные меры борьбы с эрозией входных кромок лопаток.

Возможная степень износа лопаток может быть иллюстрирована рис. 2-6, на котором показаны лопатки последней ступени турбины ВКТ-100 после 1820 ч работы до применения специальных мер борьбы с эрозией. У этой ступени, работающей с окружной скоростью на периферии лопаток 447 *м/сек* и с влажностью за ступенью 13,6% ($p_k = 0,03$ *ата*), в первые дни эксплуатации машины скорость износа вследствие эрозии на периферии лопаток превышала 1 мм в сутки;

* Речь идет об условной влажности, которая соответствует конечной точке процесса расширения на *i-s* диаграмме. В силу ряда обстоятельств, в том числе и потому, что в современных турбинах в ступенях, работающих в области влажного пара, применяют специальные влагоулавливающие устройства, фактическая влажность может быть существенно меньше условной.

в последующем интенсивность износа несколько снизилась, но и через 1500 ч работы составляла 0,5 мм в сутки. Применение специальных мер, разработанных в результате исследований, главнейшими из которых явились защита твердыми сплавами входных кромок лопаток и обеспечение удаления влаги из проточной части турбины, позволило практически свести к минимуму эрозионный износ лопаток.

В новейших наиболее мощных паровых турбинах с уникальными по своим размерам лопатками последних ступеней с окружными скоростями более 500 м/сек вопросы, связанные с эрозией, стоят еще более остро и вызывают необходимость дальнейшего снижения величины допустимой влажности пара за последней ступенью.

Если даже принять допустимой влажность пара за последней ступенью 13—14%, то для начальной температуры 500°С при давлении в конденсаторе не менее 0,035—0,04 ата начальное давление пара не должно превосходить 90—100 ата и может быть существенно повышено лишь при весьма высоких температурах. На рис. 2-5 нанесена граничная кривая влажности пара (14%) в конце расширения его в реальной турбине (с потерями) при вакууме 97%. Область начальных параметров пара ниже этой кривой в настоящее время не может быть реализована в цикле без промежуточного перегрева пара. Это ограничение, если рассматривать область практически применимых в настоящее время начальных температур пара до 600°С, допускает лишь небольшое и с незначительным экономическим эффектом повышение начального давления в цикле без промежуточного перегрева по сравнению с давлением 90 ата.

Следует также иметь в виду, что использование цикла с большой влажностью пара приводит к значительному снижению экономичности турбин.

В практике турбостроения принято считать, что с увеличением влажности пара в ступени на 1% к. п. д. ступени, работающей на этом паре, снижается на 1—1,5%. На рис. 2-7 приведены результаты экспериментов, проводившихся Швейцарской турбостроительной фирмой Эшер-Висс, согласно которым при больших значениях отношения скоростей u/c_0 потери к. п. д. с увеличением средней влажности пара в ступени достигает даже 2% на каждый процент влажности [Л. 22].

При повышении начальной температуры пара и фиксированном его начальном давлении сухость пара в конце процесса расширения в турбине возрастает и потери от влажности уменьшаются.

Таким образом, одним из самых эффективных мероприятий увеличения к. п. д. паротурбинных установок является повышение начальной температуры пара. Использование этих возможностей паросилового цикла находится в прямой зависимости от механических свойств жаропрочных и жаростойких материалов. Известно, что при работе в области высоких температур металл разупрочняется, возникают явления ползучести и релаксации. Это вызывает необходимость применения таких сложнолегированных материалов, которые при рабочей температуре обеспечивают необходимый уровень характеристик жаропрочности. К числу этих характеристик относятся: 1) предел ползучести $\sigma_{\text{п}}$, который отвечает в условиях постоянной температуры напряжению, вызывающему заданную пластическую деформацию за определенный период времени; в стационарном паротурбостроении такой заданной деформацией принято считать 1%, а сроком службы 100 тыс. ч, т. е. деформацию

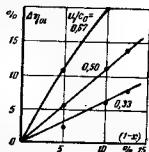


Рис. 2-7. Снижение к. п. д. ступени $\Delta \eta_{\text{ст}}$ с увеличением средней влажности пара $(1-x)$ в зависимости от $\frac{u}{c_0}$ (по опытам фирмы Эшер-Висс).

с установившейся скоростью ползучести 10^{-7} мм/мм·ч; 2) предел длительной прочности $\sigma_{дл}$, отвечающий напряжению, при котором протекает непрерывная ползучесть, приводящая материал к разрушению за заданное время при постоянной температуре; этим заданным временем принято считать также 100 тыс. ч.

Необходимо иметь в виду, что определение величины предела ползучести, а также предела длительной прочности за срок 100 тыс. ч (т. е. около 15 лет работы) прямыми испытаниями в течение этого срока лишено практического смысла; такие исследования возможно осуществить лишь в виде исключения. Поэтому характеристики жаропрочности за 100 тыс. ч устанавливаются экстраполяцией по данным испытаний сравнительно ограниченной длительности (2–5 тыс. ч). Достоверность такой экстраполяции практически экспериментом не проверена, и это обстоятельство необходимо иметь в виду при назначении запасов прочности для различных материалов деталей, работающих при высоких температурах. Эти запасы определяются, во-первых, как отношение величины длительной прочности к максимальному напряжению и, во-вторых, как отношение величины предела ползучести к максимальному напряжению.

Значения запасов прочности зависят, конечно, от условий работы детали и от срока ее службы. В соответствии с установившейся практикой стационарного паротурбостроения для кованных деталей, как правило, достаточной гарантией невозможности разрушения в заданных условиях работы является запас по пределу длительной прочности не менее 1,5, а по пределу ползучести не менее 1,0. Для литых деталей ввиду того, что в литом состоянии сталь может иметь пузыри, микротрещины и другие нарушения однородности, запасы прочности несколько повышаются и доводятся по пределу длительной прочности до 1,9–2, а по пределу ползучести до 1,25–1,3. Если иметь в виду указанные запасы прочности, то для возможности изготовления надежно работающих узлов и деталей турбин целесообразных форм и размеров необходимо располагать материалами, которые при сроке службы 100 тыс. ч имели бы минимальные характеристики жаропрочности, приведенные в табл. 2-3.

Кроме того, для деталей крепежа, работающих в условиях релаксации, необходимо, чтобы остаточные напряжения после 2 лет работы (около 12000 ч) были не меньше $10\text{--}12$ кг/мм² при напряжении начального затяга $25\text{--}35$ кг/мм².

Характеристика жаропрочности не является единственным критерием для суждения о пригодности стали для длительной работы в условиях высоких температур. Показателем способности стали к де-

формированию и перераспределению напряжений, особенно при наличии концентраторов напряжений, является пластичность, которая определяется величиной относительного удлинения при длительном разрыве. Для обеспечения запаса пластичности обычно принято считать необходимым иметь при длительном разрыве в течение нескольких тысяч часов удлинение не менее 2–3%. Для лопаток и ряда других деталей турбин большое значение имеет величина предела усталости при рабочей тем-

Таблица 2-3

Необходимые минимальные значения характеристик жаропрочности материалов важнейших деталей турбин

Наименование деталей	Предел длительной прочности $\sigma_{дл}$, кг/мм ²	Предел ползучести $\sigma_{п}$, кг/мм ²
Паропроводы . . .	9–10	6–7
Лопатки	13–15	8–10
Роторы и диски . . .	15–18	10–12
Корпусы (литые)	9–10	5–6

* Указанные характеристики крайне желательно увеличивать примерно на $2\text{--}3$ кг/мм², что при современных возможностях металлургии, по-видимому, весьма затратно.

пературе. Жаропрочная сталь должна также обладать жаростойкостью (т. е. должна противостоять окислению), стабильностью свойств и структуры при длительной работе в условиях высоких температур и др. Очень важными также являются технологические свойства, которые должны обеспечить получение заготовок необходимых размеров путемковки, прокатки, отливки, сварки и т. п.

Значительные успехи в изыскании новых жаропрочных сталей и в промышленном освоении локовок, отливок и проката из этих сталей, достигнутые советскими металлургами, позволили в последние годы спроектировать и построить турбоагрегаты для работы паром более высоких начальных температур, а именно 535, 565, 580 и 650°С вместо ранее применявшейся 500°С. В табл. 2-4 приведены наименования материалов, из которых изготавливаются основные детали новых турбоустановок. В рабочих условиях, отвечающих этим начальным температурам, они удовлетворяют как свойствам жаропрочности предыдущей таблицы, так и другим указанным выше требованиям.

Таблица 2-4

Основные жаропрочные материалы, применяемые для новых турбоустановок

Наименование деталей	Температура пара перед стопорным клапаном турбины, °С			
	535	565	580	650
Паропроводы	12ХМФ	15Х1М1Ф	15Х1М1Ф	ЭИ 726
Лопатки	15Х11МФ	12ХМФ ЭИ-802	12Х2МФСР ЭИ 802	ЭП-17 ЭИ 612
Роторы и диски	15Х12ВМФ Р-2 ЭИ-415	15Х11МФ Р-2 ЭИ-415	ЭИ-757 ЭИ-415 15ХМФР Р-2	ЭИ-726 ЭИ-612 к ЭИ-572 ЭИ 726
Корпусы (литые)	20ХМФЛ	15Х1М1ФЛ	15Х2М2ФС 15 Х11МФБЛ 15ХМФР-Л	ЭИ-402Л ЛА-1
Крепеж	ЭИ-723	ЭИ-765	(П-1) ЭИ-765	ЭИ-612 ЭИ-765

Примечания. 1. Все материалы, предназначенные для работы при температуре 650°С аустенитного класса.
2. ЭИ-765—высокий сплав.
3. Сталь для изготовления лопаток (кроме t_0 650°С), а также литая сталь марки 15Х11МФБЛ—мартеновские (ферритно-мартеновского класса).
4. Все остальные стали перлитного класса.

Необходимо подчеркнуть, что все указанные в этой таблице марки сталей созданы и освоены промышленностью в самые последние годы в результате больших усилий коллективов научно-исследовательских институтов и промышленных предприятий. Некоторые из марок сталей для работы при температурах 580 и 650°С лишь завершают промышленным освоением в настоящее время, и их широкое внедрение встречает еще немалые затруднения. Все материалы, необходимые для создания паротурбинных агрегатов для работы с температурой свежего пара 580°С, относятся к перлитному (или ферритному) классу. Этой температурой при сегодняшнем уровне металлургии жаропрочных сплавов ограничивается возможность использования перлитных сталей. Дальнейшее повышение начальной температуры, если не ориентироваться на какие-либо особенно сложные конструктивные решения, требует почти для всех главных деталей, омываемых свежим паром, применения сталей аустенитного класса.

Однако, как известно, использование аустенитных сталей сопряжено с серьезными трудностями. Эти стали плохо коуются и трудно обрабатываются механически, а также имеют плохие литейные свойства. Они имеют большой коэффициент теплового расширения, что затруд-

няет сохранение и регулировку зазоров и выполнение сопряжений аустенитных сталей с деталями, выполненными из сталей перлитного класса. Наличие узлов из аустенитных сталей снижает тепловую маневренность машины, так как малая теплопроводность этих сталей в сочетании с большим коэффициентом теплового расширения приводит при изменении режима работы к возникновению в этих узлах больших градиентов температур и высоких тепловых напряжений. Большим недостатком материалов аустенитного класса является также высокая стоимость и наличие в них во многих случаях значительного количества таких дефицитных легирующих элементов, как никель, кобальт и др. Все эти обстоятельства снижают эффективность повышения начальных температур до величины, при которой необходимо широко использовать аустенитные стали. И чтобы рентабельность такого повышения температуры была наиболее высокой, естественно поднять температуру пара до максимальной величины, допускаемой освоенными материалами. Такой максимальной температурой при сегодняшнем уровне металлургии жаропрочных сталей, если ориентироваться на длительность срока службы машины 100 тыс. ч, можно считать температуру 650°С*. Отмеченные трудности изготовления и эксплуатации оборудования из аустенитных сталей заставляют пока ограничить внедрение этих параметров опытно-промышленными образцами; опыт изготовления, наладки и эксплуатации таких образцов позволит установить целесообразные масштабы дальнейшего применения пара с температурой 650°С, а также возможность ее повышения.

Как уже указывалось выше, в современных мощных турбоустановках одним из средств повышения экономичности является применение промежуточного перегрева пара, хотя это и связано с некоторым усложнением оборудования, паровых коммуникаций и процесса эксплуатации. Экономия от введения промежуточного перегрева пара настолько велика, что достижение такого же уровня экономичности в установках без промежуточного перегрева требует не меньших, а значительно больших затрат и усложнений. Достаточно указать, что промежуточный перегрев пара до начальной температуры в установках, работающих при $p_0 = 90$ атм и $t_0 = 500^\circ\text{C}$, дает тот же экономический эффект (около 4%), что и повышение начальной температуры до 500°С.

На рис. 2-8 в $i-s$ -диаграмме нанесены процессы расширения водяного пара в турбине: а) с начальными параметрами 90 атм и 535°С без промежуточного перегрева (пунктирная линия) и б) с начальными параметрами пара 240 атм и 580°С с промежуточным перегревом пара до 565°С (сплошная линия).

В цикле с промежуточным перегревом пар после расширения до давления $p_{п.п.}$ вновь доводится до начальной или близкой к ней температуры и затем возвращается в турбину, где расширяется до давления в конденсаторе. При принятых на рис. 2-8 обозначениях к, п. д. идеального цикла с промежуточным перегревом пара можно записать следующим образом:

$$\eta_{т.п.} = \frac{(i_0 - i_{12}) + (i_{01} - i_{кт})}{(i_0 - i'_k) + (i_{01} - i_{12})}$$

Величина термического к. п. д. этого цикла зависит от температуры, до которой осуществляется промежуточный перегрев пара; с повышением этой температуры, естественно, возрастает и к. п. д. Однако выигрыш в экономичности теоретического цикла при промежуточном перегреве зависит также и от выбора давления пара $p_{п.п.}$ отводимого от турбины к промежуточному пароперегревателю.

* С помощью специальных конструктивных мероприятий этот уровень может быть несколько поднят (см. гл. 6 и 7).

На рис. 2-9 показано изменение к. п. д. $\Delta\eta_i$ идеального цикла в зависимости от $p_{п.п}$ для цикла с параметрами $p_0=240 \text{ ата}$, $t_0=580^\circ\text{С}$, $t_{п.п}=565^\circ\text{С}$ и $p_k=0,03 \text{ ата}$. Возможный выигрыш в к. п. д. идеального цикла может составить примерно 4% при давлении $p_{п.п}\approx 40 \text{ ата}$. Некоторое увеличение $p_{п.п}$ по сравнению с оптимальным его значением мало сказывается на экономичности цикла; уменьшение же этого давления

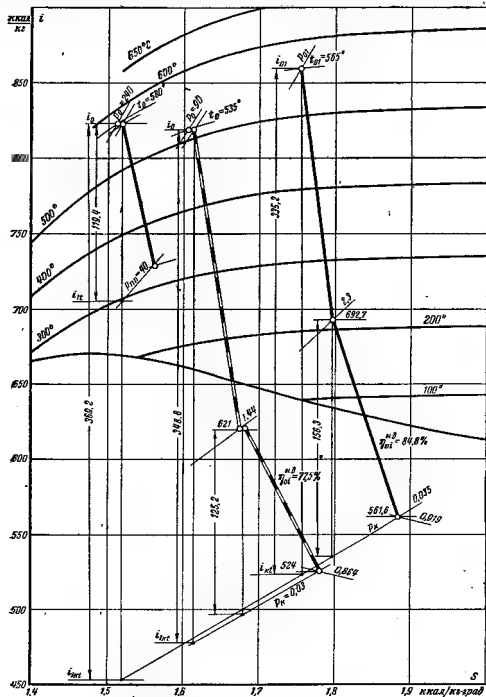


Рис. 2-8. Процесс расширения пара в $i-s$ -диаграмме.

--- для цикла без промежуточного перегрева пара; — для цикла с промежуточным перегревом пара.

влияет более существенно, и при неудачном выборе давления $p_{пп}$ (в нашем примере при $p_{пп} \leq 5 \text{ ата}$) введение промежуточного перегрева пара не только не повысит к. п. д. идеального цикла, но и может его уменьшить.

На этом же рисунке дана кривая изменения α — располагаемого теплопада (от начального состояния пара до давления в конденсаторе). Максимальный выигрыш к. п. д. идеального цикла от введения промежуточного перегрева достигается, как видно из рис. 2-9, при давлении, соответствующем $\alpha \approx 0,35^*$.

В действительном цикле паротурбинных установок возникает ряд потерь, существенно снижающих теоретический выигрыш от применения

промежуточного перегрева пара, действуют также и другие факторы, которые увеличивают эффективность промежуточного перегрева пара.

При введении промежуточного перегрева пара последние ступени турбины не подвергаются эрозионному износу, а к. п. д. турбины в части низкого давления существенно повышается как за счет значительного уменьшения конечной алажности, так и за счет уменьшения доли мощности, вырабатываемой влажным паром. Так, например, для турбины мощностью 100 Мвт с начальными параметрами пара 130 ата и 535°C и $p_k =$

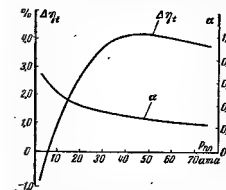


Рис. 2-9. Относительное изменение $\Delta \eta_t$ и α в зависимости от давления пара промежуточного перегрева.

$= 0,03 \text{ ата}$ конечная влажность составит 15%, а к. п. д. цилиндра низкого давления 74,5%; при тех же начальных параметрах пара, но с промежуточным перегревом его до 535°C конечная влажность составляет 8,5%, а к. п. д. цилиндра низкого давления повышается до 81%.

Из i -с-диаграммы, приведенной на рис. 2-8, видно, что для цикла без промперегрева с начальными параметрами пара 90 ата и 535°C влажность за последней ступенью составляет 14%, а к. п. д. цилиндра низкого давления 77,5%. При наличии же промежуточного перегрева, даже при работе паром весьма высокого давления (240 ата; $t_0 = 580^\circ\text{C}$, $t_{пп} = 565^\circ\text{C}$), влажность пара в конце расширения снижается до 8%, а к. п. д. ц. н. д. повышается до 84,8%.

Таким образом, для цикла с промежуточным перегревом пара до температур, реализуемых в современных турбинах ($535\text{—}650^\circ\text{C}$), начальное давление пара практически уже не лимитируется конечной влажностью и может быть поднято до величины, целесообразность которой определяется другими соображениями.

Общее повышение экономичности реального цикла с промежуточным перегревом за счет резкого уменьшения влажности пара таково, что в диапазоне принятых в современных турбинах начальных параметров пара 90—240 ата и $500\text{—}600^\circ\text{C}$ соотношения, представленные рис. 2-9 для идеального цикла, ориентировочно сохраняют свое значение и для действительных циклов. Для современных реальных установок увеличение к. п. д. цикла при применении промежуточного перегрева пара в сравнении с циклом без него составляет примерно 4% при оптимальном давлении пара перед отбором на промежуточный перегрев, отве-

* С дальнейшим увеличением начальной температуры пара увеличивается и α .

чающем $\alpha \approx 0,35^*$. Такому выигрышу от введения промежуточного перегрева пара соответствует понижение его давления во всей системе промежуточного перегрева, равное примерно 10% давления на выходе пара из турбины в линию промперегрева. Столь небольшое снижение давления возможно лишь при осуществлении газового промежуточного перегрева в котле при блочной компоновке котел — турбина с резким сокращением общей длины коммуникаций и количества арматуры. При отказе от блочной компоновки потери в системе промежуточного перегрева могут возрасти в 1,5—2 раза, что примерно в 1,5—2 раза может снизить выгоду от введения промежуточного перегрева. Таким образом, компоновка котла и турбины в блок является совершенно необходимым решением для реализации использования преимуществ от введения промежуточного перегрева пара.

Эффективность однократного промежуточного перегрева пара, естественно, приводит к необходимости оценить возможное повышение к. п. д. установки при введении второго промежуточного перегрева. Расчеты показывают, что в этом случае выигрыш может составить около 1,5—2%. Относительно небольшие размеры этого выигрыша в условиях серьезного дополнительного усложнения установки и еще незначительного опыта эксплуатации блоков с однократным перегревом пара делают внедрение двукратного промперегрева при принятых сейчас параметрах пока мало целесообразным и несколько преждевременным.

В современных паротурбинных установках, как известно, применяется регенеративный подогрев питательной воды, который дает значительную экономию в расходе тепла, достигающую 12—15%. Теоретически максимальный выигрыш от регенерации получается при подогреве питательной воды до температуры насыщения, соответствующей давлению свежего пара, и при бесконечном числе точек отбора пара на регенерацию. В реальных схемах верхний уровень температуры, до которой подогревается питательная вода, приходится ограничивать¹ с тем, чтобы не увеличивать потери тепла с отходящими газами после воздухоподогревателя котла². С повышением начального давления пара растет допустимый уровень температуры подогрева питательной воды; увеличивается также выигрыш от применения регенерации и от увеличения числа точек отбора пара. Поэтому в новейших установках с более высокими начальными параметрами пара температуры питательной воды принимают более высокими (см. табл. 2-5), а число ступеней ее подогрева вместо пяти, обычных для установок высокого давления (90 атм и 500°С), увеличивают до семи-восьми. Следует отметить, что в циклах с промежуточным перегревом пара в регенеративных отборах пара после промперегрева энтальпия повышается и величина этих отборов уменьшается, что снижает эффективность регенерации по сравнению с циклом без промежуточного перегрева [Л. 25 и 26].

Соображения, изложенные в настоящем параграфе, послужили основанием для использования в новейших турбоустановках более высоких начальных параметров пара и других, отмеченных выше усовершенствований теплового цикла. В табл. 2-5 приведены наименования и основные характеристики этих новых, разработанных в последние годы и изготавлиющихся в настоящее время конденсационных турбин мощностью 100 Мвт и выше.

* Для каждого конкретного случая реальной турбоустановки оптимальное давление пара должно определяться на основании тщательных расчетов с учетом всех обстоятельств, влияющих на его величину.

¹ Международная электротехническая комиссия рекомендует, чтобы конечная температура питательной воды при максимальной нагрузке принималась приблизительно равной 0,65—0,75 температуры насыщения при давлении пара перед пусковым клапаном [Л. 27].

² Или чрезмерно увеличивать поверхности воздухоподогревателя.

Основные параметры новых мощных паровых турбин

Тип турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска годового образца	Мощность, Мвт	Начальные параметры пара		Температура промпрегрева, °C	Температура подгрева питательной воды, °C	Число ступеней подгрева питательной воды, °C	Температура охлаждающей воды, °C
				Давление, атм	Температура, °C				
ВКТ 100	ХТГЗ	1957	100	90	535	—	215	7	10
ВК-100-6	ЛМЗ	1958	100	90	535	—	217	8	10
ЛВК-150	ХТГЗ	1958	150	130	565	565	230	8	12
ЛВК-200	ЛМЗ	1958	200	130	565	565	230	7	10
К-300-240	ХТГЗ	1960	300	240	580	565	265	8	12
К-300-240	ЛМЗ	1960	300	240	580	565	265	8	12

Примечания: 1. Все турбины предназначены для работы при 3000 об/мин.

2. В 1961 г. ХТГЗ будет изготовлен для опытно-промышленной эксплуатации предвключенная турбина типа СКР-100 с $P_0=300$ атм, $t_0=650^\circ\text{C}$, $t_{\text{пл}}=565^\circ\text{C}$ и $P_k=31$ атм.

Начальные температуры пара в турбоустановках с деталями из перлитных и ферритных сталей в соответствии с достигнутым уровнем металлургии жаропрочных сплавов повышены с 500 до 535, 565 и 580°С, а для установок с широким применением аустенитных сталей — до 650°С.

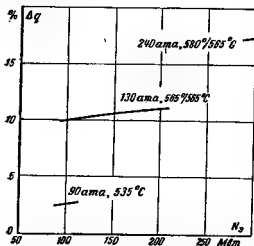


Рис. 2-10. Уменьшение удельного расхода тепла (брутто) Δq в новых турбоустановках за счет увеличения мощности турбоагрегатов и совершенствования теплового цикла; за 100% принят расчетный удельный расход тепла турбоагрегата ВК-100-2 (90 атм и 500°С, без промпрегрева).

ностями изготовления трубопроводов свежего пара из перлитной стали, имеющих достаточную толщину стенок; не меньшее затруднение в этом случае вызывает и получение соответствующих отливок корпусов и клапанов турбины.

На рис. 2-10 показана экономия в удельном расходе тепла (брутто), которая будет достигнута в новейших турбоагрегатах, по сравнению с турбоагрегатами ВК-100-2 как за счет увеличения мощности турбо-

* Нельзя не отметить, что это давление обеспечивает также запас по сравнению с критическим (225 атм) в котельном агрегате, который необходим для создания безопасных условий теплообмена в змеевиках зоны начала парообразования.

Распределение вводимых в эксплуатацию в семилетке блоков котел—турбина по начальным параметрам пара

Начальные параметры пара			Суммарная мощность турбин, %*
Давление, ата	Температура, °С	Температура перегрева, °С	
90	535		26
130	565	565	50
240	580	565	23

* Ориентировочно

агрегатов, так и за счет совершенствования теплового цикла. Размеры этого выигрыша очень значительны и у турбоагрегата К-300-240 достигают 17,5, а у ПВК-200 11%.

Поэтому, как это видно из табл. 2-6, в которой приведено ориентировочное распределение вводимых в семилетку блоков по начальным параметрам пара, на турбоустановки мощностью 100, 150 и 200 Мвт с параметрами пара 130 ата и 565°С с промежуточным перегревом пара до 565°С и установки мощностью 300 Мвт на параметры пара 240 ата и 580°С с промежуточным перегревом пара до 565°С падает почти $\frac{3}{4}$ всей вводимой в крупных блоках мощности [Л. 19].

2-3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

Рассмотренные в предыдущем параграфе приемы совершенствования термодинамического цикла позволяют достигнуть весьма высокого теоретического к. п. д. теплосиловых установок. Однако использование этих возможностей в значительной мере определяется степенью совершенства рабочего процесса, происходящего в самой турбине.

В этой связи следует отметить, что в военные годы в нашей стране не проводились исследования в области аэродинамики проточных частей турбин. Поэтому при проектировании первой серии послевоенных турбин высокого давления (ВК-50, ВК-100-2 и др.) был использован устаревший довоенный опыт. За последние 8-10 лет исследовательские и учебные институты (Центральный котлотурбинный институт, Московский энергетический институт и др.), а также заводские лаборатории значительно расширили аэродинамические исследования решеток турбинных ступеней и накопили весьма важные сведения в этой области. Результаты этих исследований позволили произвести существенные усовершенствования конструкции проточных частей новых турбин, особенно в частях высокого давления.

На рис. 2-11 изображена типичная ступень турбины высокого давления Харьковского турбинного завода в старом (а) и новом исполнении (б).

Усовершенствованная ступень характеризуется новыми высокоэффективными профилями и оптимальными параметрами их решеток. Решетки старого исполнения имели более низкие аэродинамические качества, в частности неблагоприятные относительные шаги, для выбора которых в применявшейся методике расчета не имелось никаких проверенных критериев. Эта методика, оценивающая суммарные к. п. д. ступени, опиралась на устаревшие опыты, относящиеся к вполне определенной комбинации решеток ступени, характерной для турбин низких параметров пара. Она не могла обеспечить получения правильных результатов в отношении ступеней турбин высокого давления с элементами, значительно отличавшимися от испытанных, и не открывала возможности для рационального изменения конструкции проточной части машины. Результаты новых исследований, по нашему мнению, хотя еще и недостаточны для создания надежного аэродинамического метода расчета и проектирования проточной части турбины и ее элементов, однако они позволяют глубже взглянуть в процессы, происходящие в тур-

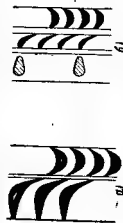
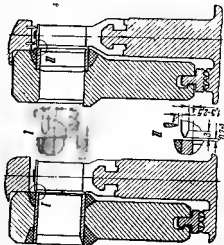


Рис 2-11. Типичная ступень части высокого давления ХТГЗ.

а—старая конструкция; б—новая конструкция.

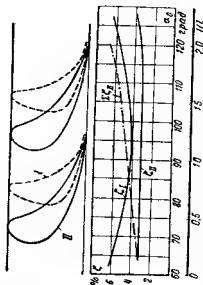


Рис. 2-12. Потери в решетках направляющих лопаток старого и нового исполнения в зависимости от угла катания потока α_0 и относительной длины лопатки l .

I —профиль направляющих лопаток старого исполнения; II —профиль направляющих лопаток нового исполнения; ζ_I —профильные потери в направляющей решетке старого исполнения; ζ_{II} —профильные потери в направляющей решетке нового исполнения; $\Sigma\zeta_{II}$ —суммарные потери (профильные и концевые) в направляющей решетке нового исполнения α_0 .

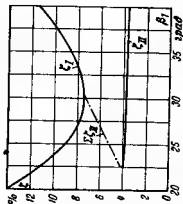


Рис. 2-13. Потери в рабочих решетках старого и нового исполнения в зависимости от угла катания потока β_1 и относительной длины лопатки l .

I —профиль рабочих лопаток старого исполнения; II —профиль рабочих лопаток нового исполнения; ζ_I —профильные потери в рабочей решетке старого исполнения; ζ_{II} —профильные потери в рабочей решетке нового исполнения; $\Sigma\zeta_{II}$ —суммарные потери (профильные и концевые) в рабочей решетке нового исполнения в зависимости от $\frac{l}{b} = \frac{l}{b}$ (при фиксированном β_1).

бине, и дать оценку влиянию конструктивного выполнения некоторых важных элементов ступени на ее экономичность.

На рис. 2-12 и 2-13 показано изменение профильных потерь энергии ξ , характерное для сопловых и рабочих решеток ступеней старого и нового исполнения, в зависимости от угла натекания потока (по данным статических испытаний плоских неподвижных решеток). Как видно из этих рисунков, особенно неудовлетворительна в старой ступени рабочая решетка, она имеет значительные профильные потери энергии. Обращает также на себя внимание в новых решетках малое изменение потерь в зависимости от угла натекания потока, что весьма ценно при работе в условиях переменного режима.

Ступени нового исполнения отличаются не только лучшими высокоэкономичными решетками и целесообразными их размерами в сечении по среднему диаметру колеса; при их проектировании учтен ряд важных результатов по исследованию пространственных явлений как в неподвижных решетках, так и в экспериментальных машинах.

Для уменьшения концевых потерь, возникающих вблизи стенок, закрывающих с торцов канал, в сопловых и рабочих решетках нового исполнения применены относительно узкие профили¹. На рис. 2-12 и 2-13 пунктирные кривые представляют собой потери энергии $\Sigma \xi_{\text{к}}$ в решетках нового исполнения в функции от величины обратной относительной длины лопатки $\frac{1}{\bar{l}}$ (где $\bar{l} = \frac{l}{b}$ — отношение длины лопатки к хорде профиля).

Для решеток с $\frac{1}{\bar{l}} \leq 2 \left(\frac{1}{\bar{l}} \geq 0,5 \right)$ концевые потери достигают заметной величины, а для еще более коротких лопаток при $\frac{l}{b} < 1$ они становятся одной из главных составляющих общих потерь. Уменьшение ширины профиля b при заданной длине лопатки увеличивает относительную высоту и приводит к снижению концевых потерь.

Кривые, представленные на рис. 2-14, дают представление о выигрыше, который можно получить за счет более узких профилей сопловой решетки.

Выходная кромка, профиля для снижения так называемых кромочных потерь выполняется возможно тонкой при любой ширине профиля, так что практически ее уже нельзя утонить в той же пропорции, в какой уменьшается ширина профиля. В более узких профилях возникают, таким образом, большие кромочные потери, и, следовательно, для более высоких каналов, где концевые потери не так велики, может оказаться более эффективным применение широких профилей; при длине лопатки более 110 мм для примера, приведенного на рис. 2-14, профиль шириной 70 мм более целесообразен, чем профиль шириной 25 мм.

Вследствие закрутки потока, выходящего из направляющей решетки, давление в зазоре между направляющими и рабочими лопатками увеличивается от корня к периферии; следовательно, от корня к периферии увеличивается и степень реакции (рис. 2-15). При проектировании ступени старого исполнения это не учитывалось, и степень реакции принималась в сечении по среднему диаметру равной 4-5% и постоянной вдоль радиуса. В действительности же при небольшой положительной степени реакции в среднем сечении у корня лопатки возникает отрицательная реакция, вызывающая потери энергии вследствие подсоса пара из камеры между диафрагмой и рабочим колесом. В ступени старого исполнения это обстоятельство усугублялось еще и тем, что, как показали статические исследования, рабочая решетка в старой ступени имеет значительно большие углы выхода, чем это принималось в расчете. Этот недостаток приводил к возникновению отрицательной

¹ В пределах, ограниченных соображениями прочности.

реакции не только в корневых сечениях рабочего канала, но и в средней его части (рис. 2-15), к увеличению потерь от подсоса пара и к отклонению выходной скорости от осевого направления и, следовательно, к существенному снижению к. п. д. ступени.

В ступени нового исполнения относительно высокая степень реакции в среднем сечении лопатки (12—15%) обеспечивает наличие у ее корня положительной реакции и повышает к. п. д. Вместе с тем большая реакция на периферии лопатки заставляет принять особые конструктивные меры борьбы с протечками над бандажом через осевой зазор: возможное уменьшение осевого зазора и специальные радиальные уплотнения у бандажа (рис. 2-11) сводят эту утечку к минимуму. При сохранении старой конструкции этого элемента потери от протечек снизили бы к. п. д. ступени на величину около 1%.

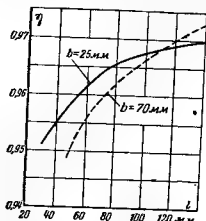


Рис. 2-14. Изменение к. п. д. соплотной решетки в зависимости от высоты l и ширины b профиля (ориентировочно)

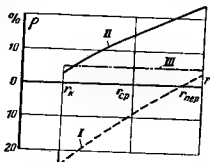


Рис. 2-15. Изменение степени реакции ρ по длине лопатки в ступени с $D/l = 17$.

I — ступень старого исполнения; II — ступень нового исполнения; III — постоянная степень реакции, принимаемая в старом расчете ступени; r_k , $r_{ср}$ и $r_{пер}$ — радиусы корневое, среднего и периферийного сечений лопатки

Следует подчеркнуть, что уменьшение осевых зазоров и установка радиальных уплотнений у бандажа во всех случаях, где это допускают соображения прочности, в новых турбинах является одной из ощутимых мер повышения экономичности. Так, например, выполненное в 1956 г. уменьшение осевых зазоров на 0,4 мм в проточной части одной из турбин ВК-100-2 на Славянской ГРЭС обеспечило повышение ее экономичности на 0,4% [Л. 20].

В ступенях с цилиндрическим облопачиванием, т. е. с решетками постоянного профиля, только одно сечение (обычно по среднему диаметру) можно поставить в оптимальные условия обтекания, в остальных же сечениях окружная скорость, отношение скоростей $\frac{u}{c_0}$, шаг лопаток, степень реакции и другие характеристики будут отличаться от оптимальных; это отличие будет тем больше, чем дальше от расчетного будет находиться рассматриваемое сечение, а следовательно, чем длиннее лопатка. Отсутствие этих оптимальных условий в других сечениях связано с возникновением так называемых веерных потерь, которые, растут с увеличением длины лопатки l или, точнее, с уменьшением отношения D/l ; начиная с некоторого значения этого отношения, веерные потери настолько возрастают, что для их уменьшения применяют специальные меры, значительно усложняющие конструкцию лопатки. Еще до недавнего времени таким предельным отношением считалось $D/l = 5$. При меньших величинах этого отношения рабочие лопатки для уменьшения веерных потерь выполняли закрученными с пе-

ременным углом входа, изменение которого определяли изменением входных треугольников скоростей, вызванными возрастанием окружной скорости от корня лопатки к ее периферии; радиальные изменения параметров потока в зазоре между направляющими и рабочими лопатками не учитывались.

В новых конструкциях турбин предел применения закрутки лопаток лежит при значительно большем значении D/l . Как показали экспериментальные исследования, при отношении $D/l = 10-12$ к. п. д. ступеней с закрученным и цилиндрическим облопачиванием практически

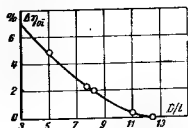


Рис. 2-16. Повышение к. п. д. ступени при замене цилиндрических лопаток закрученными в зависимости от отношения D/l .

одинаковы [Л. 28]. Таким образом, по новым исследованиям закручивание решетки не дает выигрыша в экономичности только для ступеней, у которых лопатки не длиннее $D/l \geq 10-12$. При уменьшении отношения D/l применение закрутки дает все увеличивающийся выигрыш к. п. д. Это увеличение достигает 6-7% при $D/l=3-4$ (рис. 2-16). Такой выигрыш, однако, можно получить лишь при осуществлении закрутки лопаток, отвечающей условиям радиального равновесия потока в зазоре между направляющей и рабочей решетками. Как пример, на рис. 2-17 показано изменение к. п. д. на ободу колеса в зависимости от u/c_0 для 4-х ступеней с различным облопачиванием при $D/l=5$, полученное в экспериментальной турбине ЦКТИ при малых скоростях течения.

Кривые 1 и 2 отвечают ступеням, спроектированным по двум разным законам закручивания, удовлетворяющим условиям радиального равновесия потока; к. п. д. этих ступеней практически одинаков. Ступень (кривая 3), закрученная по старым правилам с учетом только изменения окружной скорости и в предположении неизменности степени реакции по радиусу, оказывается менее экономичной на существенную величину (около 2%); в цилиндрическом облопачивании (незакрученные лопатки) уменьшение к. п. д. на ободу колеса по сравнению со ступенями 1 и 2 уже весьма значительно.

Заметное увеличение к. п. д. турбины дает применение в качестве регулирующей ступени вместо двухвечного колеса Кертиса одновеч-

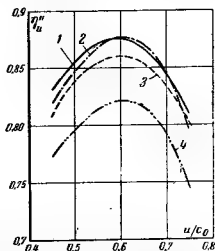


Рис. 2-17. Экспериментальные значения к. п. д. на ободу колеса для турбинных ступеней с различным типом облопачивания ($D/l=5$)

1—ступень, спроектированная по закону постоянства циркуляции $c_{\theta r} = \text{const}$, $c_a = \text{const}$; 2—ступень, спроектированная по закону $c_{\theta r} f(M) = \text{const}$, $\rho c_z = \text{const}$ (ρ —плотность); 3—ступень, спроектированная по треугольникам скоростей в предположении постоянства степени реакции; 4—цилиндрическое облопачивание.

* В рассмотренных выше ступенях высокого давления (рис. 2-11) отношение D/l обычно более 11-12 и нет необходимости применять закрутку лопаток.

ной регулирующей ступени. Испытаниями турбин, проводившимися еще в начале 50-х годов, установлено, что фактический к. п. д. двух-венечных регулирующих колес весьма низок и доходит до 55—60% вместо принимавшихся в расчетах 65—70%.

Ввиду того что колесо Кертиса срабатывает относительно большой теплоперепад, резкое снижение его к. п. д. весьма заметно уменьшало общую экономичность турбоустановки.

В новых мощных турбинах в связи с увеличением общего теплопдаения и применением промежуточного перегрева пара невысокий к. п. д. колеса Кертиса оказывал бы меньшее влияние на общую экономичность турбоагрегата; все же применение одновенечных регулирующих ступеней может дать выигрыш в экономичности установки около 0,5%*.

Быше в весьма краткой форме были рассмотрены главные и наиболее эффективные способы улучшения конструкции проточной части, примененные в новых паровых турбинах. Легко видеть, что подавляющее большинство этих улучшений не вносит сколько-нибудь серьезных дополнительных затруднений в изготовление турбин; эффект же от их использования весьма значителен.

С целью проверки этих новых конструктивных решений ХТГЗ в 1955 г. произвел полную реконструкцию проточной части одной из ранее выпущенных заводом и установленной на электростанции предвключенной турбины ВР-25-1. Тепловые испытания, произведенные ВТИ до реконструкции и после нее, позволили оценить достигнутое за счет улучшения проточной части повышение экономичности турбины [Л. 32—34].

Эта турбина имеет регулирующее колесо Кертиса со средним диаметром 850 мм и шесть ступеней давления того же диаметра.

Ориентировочные расчеты показали, что усовершенствование проточной части этой турбины с исполнением ступеней так, как это указано на рис. 2-11,6, может дать увеличение экономичности примерно на 8%. Согласно результатам испытания повышение внутреннего относительного к. п. д. модернизированной турбины при одном и том же положении регулирующих клапанов составляет 4,5—5,5%. Дополнительными расчетами и исследованиями установлено, что если немного изменить проточную часть, уменьшив теплоперепад на малозкономичную регулируюшую ступень до расчетной величины, то к. п. д. модернизированной турбины увеличится примерно на 8%. Такое увеличение экономичности части высокого давления даст общее увеличение к. п. д. конденсационной турбины на 3—4%.

В 1957 г. на одной из электростанций модернизировали проточную часть цилиндра высокого давления турбины ВК-100-2 ЛМЗ, заменив ротор, сопловой аппарат, диафрагмы и др. По данным ВТИ это повысило к. п. д. цилиндра примерно на 5%, а экономичность турбины в целом повысилась более чем на 2%.

Интересно отметить, что в результате относительно простых мероприятий удельный расход тепла у турбины ВК-100-2 выпуска последних лет по данным испытаний составил 2296 ккал/квт·ч против 2357 ккал/квт·ч, полученных при испытаниях первых (1946—1947 гг.) образцов турбин этого типа [Л. 20].

Эффективность новых приемов улучшения проточной части была проверена также (частично) на турбоагрегате СВК-150.

* Следует отметить, что результаты новейших работ МЭИ и других организаций по созданию двухвенечных колес скоростей позволяют уменьшить и эту разницу в экономичности [Л. 31].

Поскольку расход пара этой предвключенной турбины отсчитает расход конденсационной турбины мощностью около 80 Мвт, результаты этих опытов могут быть целиком распространены на ц. в. д. мощных конденсационных турбин.

1 С целью повышения экономичности этого турбоагрегата СВК-450 при изготовлении турбины № 3 для Черепетской ГРЭС ЛМЗ произвел ее модернизацию [Л. 35]. В сравнении с турбиной этого же типа № 1, построенной еще в 1952—1953 гг. и испытанной в 1955 г., в ц. в. д. турбины № 3 применены новые аэродинамически отработанные профили направляющих и рабочих решеток, усовершенствована на основании данных МЭИ двухвечная регулирующая ступень, дополнительно установлена одна ступень давления; в ц. с. д., так же как и в ц. в. д., улучшена конструкция сварных диафрагм. Сравнение результатов испытаний¹ турбин обоих исполнений показывает, что модернизация турбоагрегата № 3 уменьшила удельный расход тепла по сравнению с турбоагрегатом № 1 примерно на 2,2%, причем к. п. д. цилиндра высокого давления турбины № 3 составил 77,5%, а у турбины № 1 этот к. п. д. был равен 72,5% [Л. 36 и 42].

Таким образом, модернизация проточной части цилиндра высокого давления турбины СВК-150 привела к увеличению к. п. д. примерно на 7%; модернизация цилиндра среднего давления повысила его экономичность на 1,2%, к. п. д. этого цилиндра составил 89,5%. Удельный расход тепла при максимальной мощности составил 2037 ккал/квт·ч при гарантированном расходе тепла 2020 ккал/квт·ч (+3%).

Приведенные примеры показывают, что использование в проточной части результатов последних достижений в области аэродинамики решеток и ступеней позволяет уменьшить удельный расход тепла в конденсационных турбинах примерно на 3—4% (при мощности 100 Мвт); наименьшие улучшения достигаются, как-видному, в части низкого давления, в которой пока удалось уменьшить лишь относительно небольшую долю потерь.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 100 Мвт

3-1. ТУРБИНА ХТГЗ ВКТ-100 (К-100-90)

Выпуском в 1957 г. первых турбин мощностью 100 Мвт типа ВКТ-100 при 3000 об/мин Харьковский турбинный завод возобновил производство крупных конденсационных паровых турбин для электростанций (рис. 3-1). Турбина имеет много конструктивных решений, характерных для ряда новых мощных паровых турбин, разработанных и разрабатываемых Харьковским турбинным заводом [Л. 14, 32, 37, 38].

Основная техническая идея при создании турбины ВКТ-100 заключалась в повышении экономических показателей ее при сохранении стандартного начального давления пара 90 атм и повышении температуры до уровня, допускающего использование полностью освоенных промышленностью к середине 50-х годов сталей перлитного класса.

Турбина ВКТ-100 явилась первой отечественной мощной паровой турбиной, в которой комплексно использованы новые совершенные принципы проектирования проточной части, рассмотренные в § 2-3. Увеличение экономичности турбоустановки достигается не только за счет повышения начальной температуры пара до 535°С и углубления вакуума в конденсаторе до 97%, но и за счет чисто конструктивных мероприятий.

Турбина ВКТ-100 состоит из двух цилиндров и имеет 17 ступеней в цилиндре высокого давления и по 4 ступени в каждом из двух потоков цилиндра низкого давления (рис. 3-2; см. вклейку).

¹ Испытания турбины № 3 проводились в 1957 г.

Принятое в этой машине дроссельное парораспределение позволяло отказаться от малоэкономичного при полной нагрузке турбины двухвечного регулирующего колеса и осуществить выпуск пара двумя клапанами, расположенными сверху и снизу цилиндра высокого давления. Подвод пара от стопорного клапана к дроссельным клапанам осуществляется четырьмя трубами — по две к каждому клапану. При пуске турбины оба клапана, управляемые при помощи сервомоторов, установленных на ступе переднего подшипника, открывают доступ пару к соплам первой ступени по полной дуге с некоторым опережением

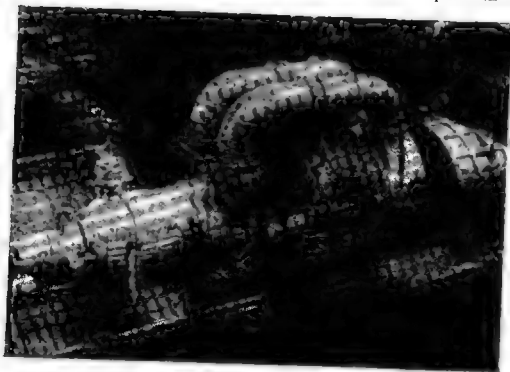


Рис. 3-1. Турбина ХТГЗ ВКТ 100 мощностью 100 Мвт на заводском испытательном стенде.

впуска в нижней части корпуса. Такая система парораспределения создает осевую симметрию температурного поля корпуса при установившихся условиях эксплуатации, а также и в пусковые периоды за счет более интенсивного прогрева нижней его части, которая прогревается несколько медленнее верхних элементов и вызывает увеличение времени пуска машины.

При предусмотренных отклонениях начальных параметров пара и температуры охлаждающей циркуляционной воды от номинальных (по действовавшему до 1959 г. стандарту) номинальная мощность турбоагрегата достигается подводом свежего пара через обводной клапан за 4-ю ступень турбины.

После расширения в ц. в. д. до 1,5 ата пар по двум трубам диаметром 900 мм поступает в ц. н. д., к которому через переходные патрубки присоединяются два конденсатора; выпуск пара каждого потока производится в свой конденсатор.

Проточная часть турбины спроектирована, как уже указывалось выше, в соответствии с результатами аэродинамических исследований. Для сопловых и рабочих решеток использованы предложенные ЦКТИ профили ТН-2 и Т-2. Лопатки диафрагм до 7-й ступени включительно

для уменьшения концевых потерь имеют относительно малую хорду. Расчет ступеней произведен с учетом пространственных явлений в потоке, исходя из закона постоянства циркуляции.

Степень реакции в корневых сечениях ступени принята равной 3%; закрутка применена, начиная с 15-й ступени. Основные данные проточной части турбины приведены в табл. 3-1.

Таблица 3-1

Основные данные проточной части турбины ВКТ-100

Данные проточной части	Номер ступени					
	1-7	8-17	18	19	20	21
Средний диаметр, мм . . .	1006,5 1051	1057 1291	1521	1642	1821	2085
Длина лопаток, мм . . .	26,5 71	77 221	179,5	260	382	740
Давление за ступенью, ата	69—25,4	21,2 1,44	0,73	0,343	0,11	0,03
Температура за ступенью, °С, или влажность, %	502 364°	340°—3,2	5,5	7,8	10,8	13,6
Угол сопла $\alpha_1^{\text{эф}}$	11°25' 10°27'	10°30' 19°48'	13°22'	15°29'	17°16'	20°10'
Реакция ступени на среднем диаметре, %	7,6—14,9	16,9—36,6	35,8	36,7	39,7	66
Отношение скоростей u/c_0	0,41—0,508	0,516 0,543	0,519	0,529	0,50	0,625

Одним из самых серьезных достижений завода при проектировании турбины ВКТ-100 явилось создание последней ступени с уникальной для того времени рабочей лопаткой длиной 740 мм при среднем диаметре 2085 мм с торцевой площадью выхлопа 4,85 м². Ступень с такими лопатками обеспечивает экономическое использование глубокого вакуума (давление в конденсаторе 0,03 ата) при двухпоточном цилиндре низкого давления. Создание этой лопатки потребовало длительных расчетных и экспериментальных исследований.

При профилировании рабочей лопатки последней ступени в качестве основы корневого сечения был принят профиль ЦКТИ типа Т-3. Ввиду того что изменения внутренних очертаний профиля оказывают относительно малое влияние на качество решетки, вышележащие сечения лопатки образованы подрезкой внутренней части при одновременном удлинении кромки профиля и достаточно точном выполнении закона постоянства циркуляции.

Некоторые аэродинамические характеристики этой рабочей решетки приведены на рис. 3-3. Как видно из этого рисунка, расчетная степень реакции на периферии достигает 85%, при 65% — на среднем диаметре и около 10% — в корневом сечении лопаток.

Исследования оптическим методом и методом газотидравлической аналогии плоских решеток, состоящих из профилей различных сечений лопаток, подтвердили весьма удовлетворительное качество их почти по всей длине. В корневых сечениях, где условия прочности приводят к несколько зажатым каналам, возникают большие потери. Профильная часть лопатки представляет собой почти по всей длине тело равного сопротивления при отношении площадей верхнего сечения к корневому 0,106. Максимальное напряжение разрыва от центробежных сил составляет около 2400 кг/см². Дополнительные напряжения от нерадиального расположения центров тяжести сечений лопатки сведены к минимуму.

Характер распределения напряжений вдоль лопатки представлен на рис. 3-4. Наибольшие суммарные напряжения составляют 2890 кг/см². На схеме лопатки на этом рисунке показано также усиление пояском сечений, которое компенсирует ослабление их двумя отвер-

ствиями для проволочных связей (см. также рис. 3-5). Сами проволочные связи для снижения напряжений в них от действия центробежных сил до допустимых значений изготовлены в виде тонкостенных трубок диаметром 14 мм. Аксиальный хвост лопатки с 12 опорными площадками выполнен по дуге круга так, что он охватывает почти весь профиль

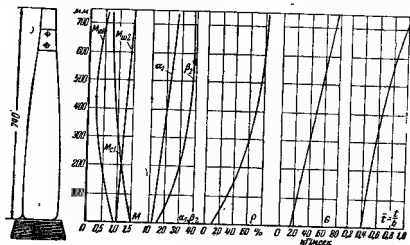


Рис. 3-3. Расчетные аэродинамические характеристики последней ступени турбины ВКТ-100.

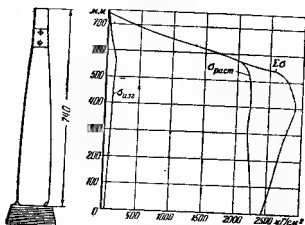


Рис. 3-4. Распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени турбины ВКТ-100.

$\sigma_{\text{изг}}$ — изгибающие напряжения на кромках (от назового потока); $\sigma_{\text{раст}}$ — растягивающие напряжения от центробежных сил; $\Sigma\sigma$ — суммарные напряжения на кромках (от растяжения, кривизмы паровым потоком и эксцентриситета лопатки).

корневого сечения и допускает изготовление как самого хвоста, так и лопаточных пазов в диске точением.

Для низкочастотных лопаток последних ступеней опасными являются возмущения парового потока с частотой, меньшей пяти шестикратного числа оборотов ротора. Таким образом, отстройке от возможных резонансных колебаний лопаток турбины при 3000 об/мин подлежат те формы и типы колебаний лопаток, частота которых лежит в зоне ниже 300 гц.

Результаты исследования опытных пакетов лопаток позволили выбрать наиболее благоприятный для последующих, более дорогих испытаний, вариант конструкции лопатки и связей.

Завершающие исследования были произведены на вибрационном стенде завода, который представлен на рис. 3-5 в момент его подготов-



Рис. 3-5. Колесо последней ступени турбины ВКТ-100 на вибрационном стенде.

ки к контрольным динамическим испытаниям окончательно выбранного варианта конструкции последней ступени турбины ВКТ-100. Из двух скрепляющих лопатки трубчатых связей, расположенных близко друг от друга на периферии лопатки, верхняя припаяна к лопаткам, а нижняя, перекрывая стыки пакетов, имеет возможность перемещаться и играет роль демпфера. Возбуждение колебаний осуществлялось при помощи паровой струи, а также магнита, питавшегося постоянным и переменным током.

Результаты испытаний, приведенные на рис. 3-6 в виде вибрационной диаграммы, показывают, что лопатки этой ступени имеют в рабочих условиях частоты, достаточно удаленные от опасных резонансных зон.

Исследования на вибрационном стенде явились одновременно и испытаниями прочности при 3300 об/мин как самой лопатки, так и ее хвостового соединения, а также диска ступени. Для большей уверенности в надежности конструкции этих элементов,

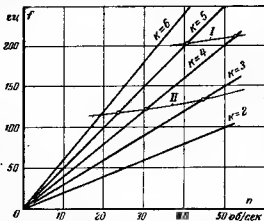


Рис. 3-6. Вибрационная диаграмма последней ступени турбины ВКТ-100 (по результатам испытаний в вибрационной машине).

I — частота круговых колебаний после полной выйки верхнего ряда проволок, запас по частоте 5% и по числу оборотов 6,2%; II — частота тангенциальных колебаний пакета лопаток после полной выйки верхнего ряда проволок, запас по частоте 7% и по числу оборотов 10,2%.

а также проверки качества материала диска, изготовленного из хромоникельмолибденовой стали, диск и хвостовое соединение лопаток подвергались угонной пробе в разгонном сооружении при 3 850 об/мин.

Все исследования показали полную надежность разработанной конструкции последней ступени с лопаткой длиной 740 мм; это подтверждается также накопленным к настоящему времени 3-летним опытом непрерывной эксплуатации первых турбин этого типа.

Как цельнокованный ротор турбины из хромомолибденованадиевой стали марки Р-2 цилиндра высокого давления, так и наборный ротор цилиндра низкого давления имеют каждый в отдельности критические числа оборотов ниже рабочего. В табл. 3-2 приведены данные о критических числах оборотов отдельных роторов и всей системы, а также весьма интересные сведения о затрате труда на выполнение расчетов критических чисел оборотов системы роторов с помощью обычных приемов на арифмометре и на вычислительной электронной машине «Стрела» вычислительного центра АН СССР¹. Как видно из таблицы, затраты времени и труда на эти чрезвычайно трудоемкие вычисления при использовании вычислительной машины уменьшаются в 10 раз, причем достигаются значительно большая полнота расчета и точность его.

Таблица 3-2

Критические числа оборотов системы роторов турбоагрегата ВКТ-100

Показатели		Расчет на арифмометре	Расчет на электронной вычислительной машине «Стрела»
1-я критическая скорость, об/мин		—	1 230
2-я критическая скорость, об/мин		2 530	2 540
3-я критическая скорость, об/мин		2 740	2 730
4-я критическая скорость, об/мин		—	4 120
Затраченное время	Подготовка исходных данных	4—5 дней 2 человеко-месяца	4—5 дней 2 мин
	Расчет критических скоростей		
Число просчитанных точек		7	36
$n_{кр}$ ротора генератора, об/мин		1 100	
$n_{кр}$ ротора ц. в. д., об/мин		2 100	
$n_{кр}$ ротора ц. н. д., об/мин		1 630	

Подшипники турбины имеют сферические вкладыши. Передний опорный подшипник выполнен заодно с упорным. В отличие от ранее применявшихся в СССР соединений роторов гибкими муфтами в турбине ВКТ-100 применено соединение с помощью жестких фланцев, скрепленных болтами (рис. 3-2). Такое решение значительно упростило конструкцию и позволило удалить упорный подшипник в цилиндре низкого давления при существенном повышении надежности работы оставшегося единственного упорного подшипника, расположенного у паровпускной части цилиндра высокого давления. Как показали исследования ВТИ, применявшиеся ранее так называемые гибкие соединения роторов при больших передаваемых ими крутящих моментах лишались осевой подвижности и создавали при неблагоприятных термических условиях, возникавших при некоторых изменениях режима работы агрегата, недопустимо большие упорные усилия.

¹ Программирование выполнялось лабораторией гидравлических машин АН УССР в г. Харькове.

Ранее примененная в турбинах ХТЗ ВР-25 идея двустенного корпуса высокого давления нашла в машинах ВКТ-100 свое дальнейшее развитие. Разгружая стенки и фланцы корпусов, такая конструкция позволяла использовать для внешнего массаного корпуса обычную углеродистую сталь и без затруднений применить приварку выхлопных частей. Внутренний корпус цилиндра высокого давления, в котором размещены первые семь ступеней, омывается паром наиболее высокой температуры (535—400° С), и поэтому он отлит из жаропрочной хромомолибденованадиевой стали марки 20ХМФЛ. Корпус цилиндра низкого давления выполнен почти целиком сварным; литье используется в нем только для центральной паровпускной части.

Лапами, отлитыми заодно с корпусом, ц. в. д. опирается на стул переднего подшипника и на корпус ц. н. д. На лапах имеются поперечные шпонки, связующие жестко в продольном направлении ц. в. д. с передним стулом и корпусом ц. н. д., который ставится на фундамент опорами, выполненными на выхлопных патрубках в виде балкона. При нагревании корпус турбины расширяется от неподвижной точки, расположенной на боковых опорах переднего выхлопного патрубка ц. н. д., в сторону скользящего на фундаментной раме переднего стула.

Применение узких профилей сопловых решеток потребовало разработки новых конструктивных решений для сварных диафрагм высокого давления. Рисунок 2-11 показывает это различие, заключающееся в том, что в новой конструкции усилия воспринимаются не лопатками, а прочными ребрами-стойками, связывающими обод и тело диафрагмы.

Исследования Харьковского политехнического института (ХПИ) показали, что при оптимальном расположении силовых ребер относительно лопаток влияние их на к. п. д. решетки пренебрежимо мало. Даже при наименее благоприятном расположении ребер ухудшение к. п. д. составляет всего 0,2—0,3% ввиду того, что обтекание решеток ребер происходит при существенно меньших скоростях потока, чем обтекание решеток лопаток (шаг ребер равен утроенному шагу лопаток).

Надежность диафрагм новой конструкции была проверена на специально изготовленных опытных диафрагмах. Исследования показали, что наиболее напряженным элементом диафрагм являются силовые ребра, находящиеся у разъема. Даже при отсутствии сопловых лопаток диафрагмы оказываются достаточно прочными. Вварка соплового аппарата несколько уменьшает напряжения в силовых ребрах, однако они остаются основной несущей частью конструкции.

Рисунок 2-11,б дает представление о первоначальной конструкции диафрагм нового исполнения. Тяжелые сварочные швы вызвали искажения решетки и не обеспечивали необходимой точности выполнения этих первых диафрагм новой конструкции.

В турбинах ВКТ-100 и во всех своих новых агрегатах ХТЗ на основе больших экспериментальных работ несколько изменил детали конструкции диафрагм. Это изменение заключалось главным образом в уменьшении размера сварного шва, который накладывается теперь только на массивную входную часть профиля (рис. 3-7). Такое изменение конструкции привело к значительному повышению качества изготовления решеток и всей проточной части турбин за счет более точного выполнения требований чертежа.

Натурные диафрагмы нормального заводского изготовления одной и той же ступени подверглись во всех трех исполнениях специальным аэродинамическим испытаниям в лаборатории кафедры турбостроения ХПИ. Испытания показали, что по сравнению со старым исполнением (рис. 2-11,а) диафрагмы новой конструкции имеют более высокий к. п. д.: на 1,5% выше для второго варианта (рис. 2-11,б) и на 2,8% — для третьего варианта согласно рис. 3-7. Небезынтересно отметить, что для решетки, состоящей из тех же профилей, что и в диафрагме нового

исполнения, но изготовленной в лабораторных условиях, это повышение составило 3%.

В обоих цилиндрах турбины использована оправдавшая себя в эксплуатации безвулканная конструкция уплотнений с гребешками в неподвижной обойме и с кольцевыми выточками на валу, допускающими свободное тепловое расширение внешних волокон при задевании. Уплотнительные гребни, работающие при температурах до 250°C , выполнены из латуни, а на участках работающих при больших

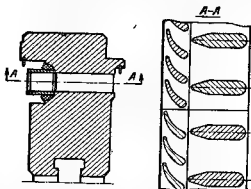


Рис. 3-7. Сварная диафрагма 3-й ступени турбины ВКТ-100 новой конструкции с силовыми ребрами и облегченным швом сварки лопаточного аппарата с телом и ободом диафрагмы.

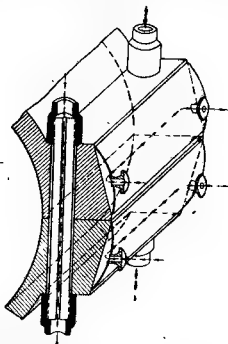


Рис. 3-8. Схема обогрева фланцев турбины ВКТ-100 (параметры греющего пара 5 атм и 530°C).

температурах, — из никеля. В турбине применена бескаминная система отсоса пара, снабженная автоматическим регулированием давления пара; она упрощает управление турбиной и гарантирует от проникновения пара в машинный зал. В предпоследнюю камеру концевых уплотнений подается пар из общего коллектора, в котором автоматически поддерживается давление 1,15 атм; пар же и воздух, проникающие в последнюю камеру уплотнений, отсасываются специальным эжектором при давлении 0,97 атм, которое также поддерживается автоматически.

Для выравнивания температурного поля роторов, предотвращающего прогиб их при остановках и пусках турбины, на крышке картера подшипника с н. д. со стороны генератора установлено валоворотное устройство; с помощью электродвигателя оно вращает роторы со скоростью около 3,5 об/мин. При толчках турбины паром валоворотное устройство отключается автоматически.

Повышению маневренных качеств турбины способствует также устройство, впрыскивающее воду в перелусковой ресивер между цилиндрами высокого и низкого давления при режиме холостого хода; это устройство предохраняет выхлопные части турбины низкого давления от чрезмерного перегрева при холостом ходе и поддерживает температуру выхлопных частей в пределах $65-70^{\circ}\text{C}$.

В тех же целях повышения маневренности предусмотрены выпуск греющего пара в полость между внутренним и наружным цилиндрами с. в. д., а также устройство для обогрева массивных фланцев горизонтального разъема корпуса высокого давления и его шпилек. Этот обогрев осуществляется паром, проходящим через приваренные к фланцам короба из листа толщиной 4 мм (рис. 3-8). Греющий пар соприкасается

с большой боковой поверхностью фланца и интенсивно его прогревает. Шпильки горизонтального разъема прогреваются паром, проходящим через центральное отверстие в них.

Система обогрева питается свежим паром, сдросселированным до давления 5 ат с температурой 530° С; из системы обогрева пар поступает в паропровод последнего отбора. Раздельная подача пара на обогрев фланцев и шпилек позволяет производить необходимую регулировку скорости их прогрева. Опыт использования этого устройства в экс-

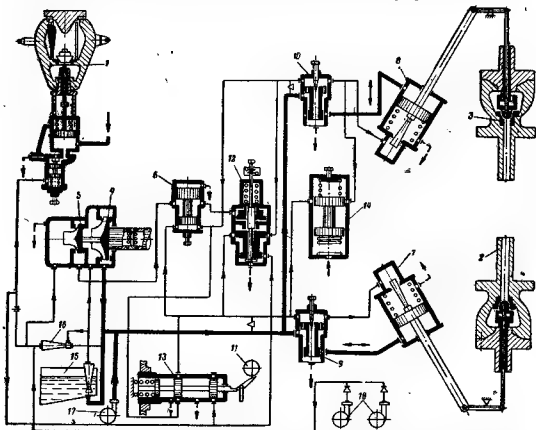


Рис. 3-9. Схема регулирования турбины ВКТ-100.

1 — стопорный валав; 2 — клапан № 1; 3 — клапан № 2; 4 — главный масляный насос; 5 — импеллер; 6 — регулятор скорости; 7 — сервомотор № 1; 8 — сервомотор № 2; 9 — волютик № 1; 10 — волютик № 2; 11 — автомат безопасности; 12 — гидравлический автомат безопасности; 13 — ограничитель мощности; 14 — вакуумрегулятор; 15 — масляный бак; 16 — инжектор; 17 — пусковой масляный насос; 18 — реактивные масляные насосы.

плуатационных условиях показал, что оно обеспечивает практически любой необходимый темп прогрева фланцевого соединения ц. в. д.

Для регулирования скорости вращения разработана гидродинамическая система (рис. 3-9), которая внесла серьезные упрощения в конструкцию переднего блока турбины и повысила надежность ее работы. Эта система с двойным усилением и гидравлическими прямыми и обратными связями выполнена по сливной схеме с постоянным давлением масла в линиях первого усиления во всех равновесных положениях системы.

В качестве импульсного органа применен центробежный масляный насос, заблокированный в одном корпусе с главным масляным насосом. Оба насоса размещены на валу турбины высокого давления и не имеют таким образом механизмов и устройств, передающих вращение от вала турбины к регулятору и являющихся, как показал опыт, одним из наи-

дним к нему вспомогательным оборудованием. Большинство сигнальных ламп и табло, а также ключей управления встроены в мнемоническую схему так, что создается наглядность в управлении и сигнализации и исключаются ошибки при манипуляциях с ключами управления.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 3-10. Отбираемый в семи точках турбины пар подогревает питательную воду при номинальном режиме до температуры 215°С. Все подогреватели, кроме подогревателя № 1, снабжены охладителями дренажа. Конструкция п. в. д. предусматривает возможность съема тепла перегрева греющего пара. Основные характеристики подогревателей даны в табл. 3-3. Схема предусматривает восполнение потерь конденсата и пара при помощи испарительной установки, имеющей максимальную производительность 5% наибольшего расхода пара в турбину. Два испарителя типа И-150-8 с поверхностью испарения 152 м² каждый обеспечивают при одновременной работе максимальную производительность 19,6 т/ч. Деаэрация воды, поступающей в испарители, осуществляется в специальном деаэраторе. Предусмотрена также бойлерная установка производительностью 12 Мккал/ч.

Таблица 3-3

Основные характеристики подогревателей питательной воды турбоустановки ВКТ-100

Характеристики	п. в. д. № 1	п. в. д. № 2	п. в. д. № 3	п. в. д. № 4	Конденсатор испарителя	п. в. д. № 6	п. в. д. № 7
Тип подогревателя	ПН-200-4	ПН-200-6	ПН-200-3	ПН-200-3	ПН-200-5	ВПП-465-28	ВПП-465-28
Расход воды, т/ч	269	321	321	339	321	412	412
Поверхность нагрева, м²	200	230	200	200	200	465	465
Температура на выходе, °С	63	82,8	102	139,5	123,7	187	215
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	4,5	6,3	6,3	7,1	6,4	28	28
Диаметр трубок, мм	16/14,5					22/15	22/15

Оба поверхностные двухходовые конденсаторы турбоагрегата полностью изготавливаются на заводе; отсос воздуха боковой.

Основные данные конденсатора:

Поверхность охлаждения одного конденсатора	3685 м²
Количество конденсируемого пара	133 т/ч
Удельная паровая нагрузка	36,2 кг/м²·ч
Давление у фланца конденсатора	0,03 ата
Температура охлаждающей воды	10°С
Расход охлаждающей воды	8200 м³/ч
Гидравлическое сопротивление (при чистых трубках)	3,28 м вод. ст.
Число трубок	6380 шт.
Диаметр трубок	25/23 мм
Длина трубок	7,5 м
Материал трубок (для пресной воды)	Л-68

Подвод и отвод охлаждающей воды осуществляется из каждой половины конденсатора отдельно, что позволяет отключить половину конденсатора по водяной стороне и производить чистку трубок ее при работе турбины со сниженной нагрузкой.

Латунные трубки развальцованы с двух сторон в трубных досках. Помимо этого для достижения максимальной водяной плотности конденсатора осуществлено гидравлическое уплотнение соединения трубок с трубными досками. С этой целью трубные доски выполнены двойными, а в полость между ними подводится конденсат из бачка под напором, превышающим напор циркуляционной воды при входе в конденсатор.

сатор. Это полностью исключает возможность попадания охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора¹.

При работе без испарителей и бойлеров удельный расход тепла, гарантированный заводом с допуском 3%, составляет при 108 Мвт 2 194 ккал/квт·ч; расход пара при этом 390 т/ч. Испытания, проведенные ОРГРЭС в 1958 г. [Л. 39], показали, что фактический удельный расход тепла при этой мощности составляет 2 184 ккал/квт·ч; при полностью открытых дроссельных клапанах с расходом пара, отвечающим мощности 118 Мвт, удельный расход тепла на установку составляет всего 2 172 ккал/квт·ч. Испытания также показали, что конденсационная установка при номинальных условиях ($t_{0.н} = 10^\circ\text{C}$, $W = 16\,400 \text{ м}^3/\text{ч}$) и номинальной паровой нагрузке обеспечивает расчетное давление в конденсаторе 0,03 ата.

3-2. ТУРБИНА ЛМЗ ВК-100-6 (К-100-90)

Первая турбина типа ВК-100-8 мощностью 100 Мвт при 3000 об/мин выпущена ЛМЗ в 1958 г. (рис. 3-11). Она предназначена для работы с начальными параметрами пара 90 ата и 535°C и является дальнейшим развитием машины ВК-100-2.



Рис. 3-11. Турбина ЛМЗ ВК-100-6 на заводском испытательном стенде.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 3-12. Подогрев питательной воды при максимальной нагрузке 100 Мвт производится до температуры 217°C . Для этой цели установлены пять подогревателей низкого давления и три подогревателя высокого давления, питающихся паром из восьми нерегулируемых отборов от турбины. Сверх потребности на регенерацию турбина допускает отбор пара в количестве до 15 т/ч для подогрева воды с отопительными целями. Водяная сторона подогревателей низкого давления находится под давлением конденсатного насоса.

Подогреватели низкого давления № 1 и 2 встроены в конденсатор. После деаэратора повышенного давления, установленного за подогре-

¹ За исключением, конечно, случаев разрыва трубок.

вателем низкого давления, конденсат турбины прокачивается питательным насосом через подогреватели высокого давления. Таким образом, водяная сторона подогревателей высокого давления испытывает полное давление, создаваемое питательным насосом. Основные характеристики подогревателей даны в табл. 3-4.

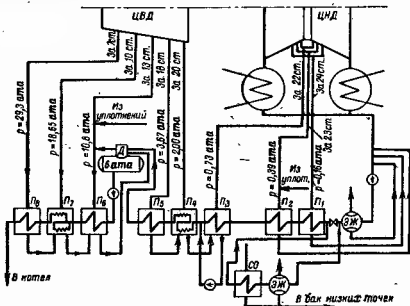


Рис. 3-12. Принципиальная тепловая схема турбоустановки БК-100-6 (значения давлений даны для номинального режима 363 т/ч).

Испарительная установка для восполнения потерь конденсата и пара в системе рассчитана на нормальную производительность около 12 т/ч. Испаритель вертикального типа ИСВ-350М сварной конструкции имеет поверхность испарения 350 м². Деаэрация воды, поступающей в испаритель, производится в специальном деаэраторе атмосферного типа.

Таблица 3-4

Основные характеристики подогревателей питательной воды турбоустановки БК-100-6

Характеристики	п. н. д. № 1	п. н. д. № 2	п. н. д. № 3	п. н. д. № 4
Тип подогревателя	Встроен в конденсатор	Встроен в конденсатор	ПН-130-5	ПН-200 1
Расход воды, м ³ /ч	271	271	271	317
Поверхность нагрева, м ²	145	145	130	200
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	4,85	4,85	5,5	6,7

Продолжение табл. 3-4

Характеристики	п. н. д. № 5	п. н. д. № 6	п. н. д. № 7	п. н. д. № 8
Тип подогревателя	ПН-200-1	ПВ-250/180 № 1	ПВ-250/180 № 2	ПВ-250/180 № 3
Расход воды, м ³ /ч	317	363	363	363
Поверхность нагрева, м ²	200	250	250	250
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	6,7	25	25	25

Два поверхностных двухходовых конденсатора типа 100-КЦС-4 (по одному на каждый выхлоп) обеспечивают при номинальных условиях вакуум 96,5%. Конструктивно элементы конденсатора образуют группу, которая состоит из двух конденсаторов, свариваемых из четырех частей, уравнильного патрубка, соединяющего оба конденсатора, патрубков водяных камер и отбора пара к подогревателям. Общая сборка и сварка конденсатора, а также набивка трубок и их развальцовка с обеих сторон производятся на месте монтажа. Каждый конденсатор имеет отдельный подвод и отвод охлаждающей воды, что позволяет производить чистку одного из них при работе машины со сниженной нагрузкой, которая определяется температурой в выхлопной части цилиндра низкого давления, которая, по мнению завода, не должна превышать 55°С.

В верхней части конденсаторов встроены четырехходовые (по воде) подогреватели низкого давления № 1 и 2; они состоят из отдельных горизонтальных секций с U-образными латунными трубками, завальцованными в трубные доски.

Основные характеристики конденсатора:

Поверхность охлаждения одного конденсатора	3000 м ²
Количество конденсируемого пара	126 т/ч
Удельная паровая нагрузка	42 кг/м ² ·ч
Давление у фланца конденсатора	0,035 ата
Температура охлаждающей воды	10°С
Расход охлаждающей воды	8000 м ³ /ч
Гидравлическое сопротивление (при чистых трубках)	3,6 м вод.ст.
Число трубок	5800 шт.
Диаметр трубок	25/23 мм
Активная длина трубок	6,65 м
Материал трубок (для пресной воды)	Л-68

Более развитая система регенеративного подогрева питательной воды и ряд конструктивных мер по повышению экономичности, которые будут описаны ниже, должны весьма существенно уменьшить удельный расход тепла в турбоустановке ВК-100-6 по сравнению с ВК-100-2. Гарантированный удельный расход тепла при мощности 100 Мвт составляет 2190 ккал/квт·ч, что на 7% меньше фактического расхода тепла первыми установками ВК-100-2 и на 2,5% меньше гарантированного для этой установки. В табл. 3-5 приведены показатели экономичности агрегата ВК-100-6 при разных режимах, которые завод гарантирует с допуском 3%.

Таблица 3-5

Показатели экономичности турбоустановки ВК-100-6

Мощность на клеммах генератора, Мвт	Коэффициент полезного действия генератора, %	Расход пара, т/ч	Температура подогрева питательной воды, °С	Гарантийный удельный расход тепла, ккал/квт·ч
100	99,0	363	217	2190
80	98,8	284	204	2240
60	98,5	212	188	2300

Турбина ВК-100-6 состоит из двух цилиндров (рис. 3-13; см. вклейку), причем цилиндр низкого давления имеет два потока пара. Свежий пар подается к стопорному клапану, откуда по четырем трубам, выполненным из стали марки 12ХМФ, поступает к четырем регулирующим клапанам. В отличие от машины ВК-100-2, у которой имелись четыре регулирующих разгруженных клапана диаметром 100 мм, в турбине ВК-100-6 все четыре клапана неразгруженные; диаметр их увеличен до

450 мм, что приводит к существенному уменьшению потерь в них. Опыт эксплуатации первых машин этого типа показал, что наличие у клапана заостренного окончания (рис. 3-13; см. вклейку) создает условия для возникновения вибрации, вызывающей обрыв штока; после удаления этого заостренного конца обрывы штоков прекратились.

Сварнолитые соплловые коробки из стали марки 20ХМФЛ вварены в корпус ц. в. д., изготовленный из той же стали. В одновенечном регулирующем колесе пар расширяется до давления 65 ата. Далее пар проходит в 19 ступенях давления цилиндра высокого давления и с давлением 2 ата поступает по двум ресиверным трубам диаметром 900 мм в цилиндр низкого давления, в каждом из двух потоков которого имеется 5 ступеней.

В этой машине все диски ц. в. д. откованы заодно с валом из стали марки Р-2, а диски ротора ц. н. д. насажены на вал; последний диск обоих потоков ц. н. д. соединен с валом через торцовые шпонки.

Подшипники турбины имеют цилиндрические чугунные вкладыши; исключение составляет сферический вкладыш опорно-упорного подшипника, который изготавливается из стали.

Роторы турбины соединены между собой двухволновой полугибкой муфтой. Критическое число оборотов ротора высокого давления составляет 1687 об/мин, а ротора низкого давления 1720 об/мин.

При проектировании проточной части турбины были учтены результаты новейших исследований в области аэродинамики. Для сопел и рабочих лопаток регулирующей ступени применены профили, разработанные МЭИ; рабочие лопатки постоянного сечения в ступенях давления имеют профиль Т-1, предложенный ЦКТИ, а профили всех остальных направляющих и рабочих лопаток созданы и изучены в лабораториях ЛМЗ и частично МЭИ. Направляющие лопатки первых четырех ступеней ц. в. д. для снижения концевых потерь имеют относительно малую хорду; все остальные диафрагмы — обыкновенной конструкции с лопатками шириной (начиная с $b/l=0,8$), отвечающей ширине тела диафрагмы.

Расчет ступеней произведен с учетом пространственных явлений в потоке. Учтена также переменность реакции по высоте лопаток, которая для ликвидации потерь от подсосов пара у корня рабочих лопаток на среднем диаметре составляет не менее 10%. Протечки, вызванные большей реакцией на периферии лопаток, уменьшены при помощи радиальных уплотнений с усиками, заделанными в нависающий над бандажом рабочих лопаток козырек диафрагмы. Все лопатки при отношении $D/l \leq 10$ выполнены винтовыми.

Основные данные проточной части приведены в табл. 3-6.

Таблица 3-6

Основные данные проточной части турбины ВК-100-6

Данные проточной части	Номер ступени ц. в. д.		
	1-я регулирующая	2-11	12-20
Средний диаметр, мм	1 100	934—984	994—1 172
Длина рабочих лопаток, мм	44	41—94	104—258
Давление за ступенью, ата	64,4	57—15,8	13,3—2,01
Температура за ступенью, °С	458	480—316	297—130
$\sin \alpha_{\text{эф}}$	—	0,1982—0,2047	0,2375—0,258
Реакция на среднем диаметре, %	10,0	13,0—21,3	23,4—42,7
Отношение скоростей u/c	0,391	0,510—0,529	0,523—0,528
Расчетный изгибный к. п. д., %	64	76,4—84,2	84,4—88,9
Внутренняя мощность, кэл.	4 540	3 093—3 213	3 346—4 250

Данные протоочной части	Номер ступени ц. н. д.				
	1	2	3	4	5
Средний диаметр, мм	1274	1362	1488	1678	2000
Длина рабочих лопаток, мм	169	217	313	432	655
Давление за ступенью, ата	1,25	0,733	0,392	0,1615	0,036
Температура за ступенью, °C	105	81	75	55	26
$\sin \alpha$	0,226	0,221	0,225	0,241	0,284
Реакция на среднем диаметре, %	30,2	36,8	43,0	45,6	61,4
Отношение скоростей, u/c_0	0,539	0,505	0,535	0,530	0,503
Расчетный внутренний к. п. д., %	80,3	80,2	81,1	75,2	61,3
Внутренняя мощность, квт	4230	5525	5805	6970	8450

Последняя ступень машины с рабочей лопаткой длиной 665 мм взята из турбины ВК-100-2; при среднем диаметре ступени 2000 мм она создает торцовую площадь одного выхода 4,18 м². Максимальное суммарное напряжение в рабочей части лопатки достигает 2300 кг/см², что при использовании нержавеющей стали марки 2Х13 обеспечивает запас по отношению к пределу текучести более 2. Частота первого тона тангенциальных колебаний пакета этих лопаток достаточно высокая и составляет 113 гц. Надежность ступени проверена многолетней работой.

Рабочие лопатки, находящиеся в области очень высоких температур, изготавливаются из жаропрочной нержавеющей стали марки 15Х11МФ, а все остальные — из обычной нержавеющей стали марки 2Х13.

Область применения соединения рабочих лопаток с диском с помощью Т-образного хвоста в этой машине значительно расширена; вильчатые хвосты использованы только в лопатках трех последних ступеней ц. н. д. Соединение с помощью Т-образных хвостов значительно усилено введением у лопатки заплечиков, которые дают щеке диска вторую опору и значительно снижают в ней напряжения изгиба. На промежуточных телах, изготовленных за одно целое с лопаткой, выточены усики, создающие уплотнения у корня лопатки и уменьшающие возможные перетечки пара из камеры между диафрагмой и дисками в проточную часть.

Диафрагмы до 14-й ступени включительно выполняются сварными, остальные — литые из чугуна с залитыми нержавеющей стали лопатками. Сошковый аппарат регулирующей ступени изготавливается методом предизонного литья по выплавляемым моделям в виде нескольких сегментов; точность литья такова, что механической обработке подвергаются лишь внешние посадочные поверхности, а каналы только зачищаются. Диафрагмы подвешиваются у разьема на лапках и центрируются в обойме с помощью клинообразных шпонок, которые после окончания центровки фиксируются сваркой; аналогично центруются обоймы диафрагм и уплотнений.

На рис. 3-14, изображающем одну из ступеней ц. в. д., показаны некоторые детали конструкции диафрагмы и лопаток, а также размеры зазоров, определяющих в значительной мере экономичность турбины.

Концевые уплотнения турбины выполнены без каминов, что делает более благоприятными условия ее эксплуатации. В камеры уплотнений пар подается из деазератора через коллектор с промежуточным давлением около 1,1 ата, которое поддерживается регулятором, воздействующим на клапан подачи пара. Давление в предпоследних камерах уплотнений составляет 1,01—1,03 ата. Из крайних камер уплотнений паровоздушная смесь отсасывается в вакуумный охладитель, в котором специальным эжектором поддерживается давление 0,94—0,96 ата; рабо-

чим паром служат пар, поступающий из деаэратора (рис. 3-16; см. вклейку).

В машине ВК-100-6 завод отказался от старой конструкции елочных уплотнений и перешел на безвулочные уплотнения типа ХТГЗ, а насадные втулки оставил лишь по концам ц. в. д. На рис. 3-15 показан один из элементов переднего уплотнения ц. в. д. турбины ВК-100-6. Эта конструкция отличается от конструкции, принятой ХТГЗ, тем, что в последней уплотняющие усики, выполненные из специального материала, зачеканиваются в тело уплотнительного кольца из обычной стали.

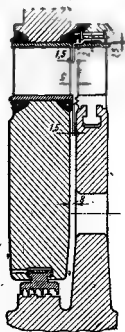


Рис. 3-14. Ступень высокого давления турбины ВК-100-6.

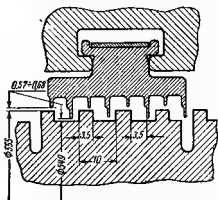


Рис. 3-15. Переднее уплотнение цилиндра высокого давления турбины ВК-100-6.

В конструкции ЛМЗ эти усики вытачиваются из одного куска с основным телом уплотнительного кольца, выполненного в ц. в. д. из стали марки 15ХМА. В ц. в. д. уплотняющая елочная из никелевой стали. Передняя часть одинарного корпуса цилиндра высокого давления, отлитая из стали марки 20ХМФЛ, соединена с выпускной частью, изготовленной из углеродистой стали, с помощью болтов. Давление пара, которое вос-

принимает это болтовое соединение в виде полного креста; невелико; оно соответствует давлению за 18-й ступенью ц. в. д. и при номинальном режиме составляет 3,7 ата.

С целью сокращения времени пуска машины с холодного состояния заводом предусмотрено приспособление для обогрева фланцев и шпильки ц. в. д. Оно состоит из коробов, приваренных к боковым сторонам фланцев ц. в. д., и системы трубопроводов для подачи и отвода пара. По плоскости разъема фланцев выфрезерованы специальные пазы, которые образуют канал для прохода греющего пара к шпилькам. В зазор между отверстием фланца под шпильку и самой шпилькой вставляются две лабиринтовые перегородки (доходящие до гайки), которые обеспечивают проток греющего пара от разъема вверх и хорошее омывание шпильки паром; в нижней части гаек сделаны расточки для отвода пара [Л. 40]. Свежий пар для обогрева берется из трубопровода до главной запорной задвижки и дросселируется до давления 3—5 ата.

В литом корпусе переднего подшипника, кроме опорно-упорного подшипника и масляного насоса, размещены регулятор скорости, двух золотников регулятора скорости, регулятор безопасности с двумя центробежными бойками и др. С левой стороны переднего подшипни-

ка устанавливается корпус сервомотора регулирующих клапанов, шток которого непосредственно связан с рейкой кулачкового вала, перемещающего регулирующие клапаны.

Корпус ц. н. д. состоит из средней части, отлитой из чугуна, и двух выхлопных патрубков. Диафрагмы 3-й и 4-й ступеней ставятся непосредственно в среднюю часть корпуса, а 1-й и 2-й — в обойму; последняя диафрагма устанавливается в обойму в выхлопной части. Отбор пара на регенерацию производится за 2-й, 3-й и 4-й ступенями. Выхлопные патрубки свариваются из листов; на них установлены атмосферные клапаны.

На крышке корпуса подшипника ц. н. д. со стороны генератора устанавливается валоповоротное устройство, которое вращает ротор турбины со скоростью около 3,5 об/мин; включение устройства производится дистанционно с центрального щита.

Неподвижная точка агрегата расположена на боковых средних рамах ц. н. д. Температурное расширение турбины составляет примерно 20 мм. Общая длина турбины 14,7 м; вес ее без конденсатора около 270 т.

Гидравлическая система автоматического регулирования, схема которого представлена на рис. 3-16 (см. вклейку), при изменении электрической нагрузки генератора поддерживает число оборотов машины с неравномерностью примерно 4%. Бесшарнирный регулятор скорости центробежного типа соединен с валом турбины при помощи муфты и имеет, таким образом, нормальное число оборотов 3000 в минуту. Все управление турбиной при пуске, а также в работе под нагрузкой осуществляется при помощи одного органа — блока золотников регулятора скорости; он, помимо маховика ручного воздействия, снабжен электродвигателем для дистанционного управления турбиной с центрального щита.

Для защиты турбогенератора от недопустимого увеличения числа оборотов ротора турбина имеет регулятор безопасности, два центробежных бойка которого срабатывают при повышении числа оборотов на 11-12% сверх нормального и прекращают подачу пара в турбину. В случае отказа в действии обоих бойков регулятора безопасности закрытие стопорного клапана происходит при значительном перемещении муфты регулятора скорости, соответствующем повышению числа оборотов турбогенератора на 14-15% сверх нормального.

Предусмотрена также защита от чрезмерного осевого сдвига ротора, аварийного падения вакуума в конденсаторе, недопустимого понижения давления масла в системе смазки и др.

В системе автоматического регулирования имеется специальный автомат разгрузки турбины в зависимости от вакуума и давления свежего пара перед турбиной. Он начинает разгружать турбину при падении вакуума в конденсаторе до 650 мм рт. ст. с одновременной подачи сигнала о начале разгрузки, и отключает турбину при дальнейшем падении вакуума до 540 мм рт. ст. с подачей аварийного сигнала. Этот автомат обеспечивает также снижение нагрузки, если давление свежего пара упало ниже 86 атм; он полностью разгружает турбину, если давление пара продолжает падать и достигло 68 атм. При необходимости ограничить открытие регулирующих клапанов регулятором скорости турбины можно воспользоваться ограничителем мощности, который может быть приведен в действие как непосредственно у турбины, так и дистанционно — с центрального щита с помощью электромоторчика.

Снабжение турбоагрегата маслом производится центробежным масляным насосом, который приводится в движение непосредственно от вала турбины. В системе регулирования масло имеет давление 20 кг/см². Напорное масло подается также к двум последовательно

включенным масляным инжекторам, которые нагнетают масло в систему смазки до маслоохладителей с давлением около 3 кг/см^2 , после маслоохладителей к подшипникам турбины и генератора масло подходит с давлением $1,0 \text{ кг/см}^2$. Первый инжектор обеспечивает, кроме того, необходимый подпор на всасывании центробежного масляного насоса (около 1 кг/см^2).

Поддача масла в систему регулирования при пуске турбины производится пусковым насосом с электродвигателем переменного тока. Второй электронасос обеспечивает маслом систему смазки до включения пускового насоса при остановке турбины или при вращении ротора ее валоповоротным устройством; работа этого насоса с электродвигателем переменного тока резервируется вторым электродвигателем постоянного тока, получающим питание от аккумуляторной батареи с автоматическим включением от реле падения давления в системе смазки.

Управление турбоустановкой осуществляется с центрального теплового щита, куда вынесены все необходимые для пуска, остановки и эксплуатации машины приборы, сигналы и органы управления турбиной.

Схема контроля, управления и защиты турбины предусматривает, что машинист не видит управляемой им турбины, причем при осуществлении всей схемы полностью один машинист с центрального щита может одновременно управлять и котлом и турбиной или несколькими турбинами.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 150 и 200 Мвт

4.1. ТУРБИНА ХТГЗ ПВК-150 (К-150-130)

Первая паровая турбина ПВК-150 мощностью 150 Мвт при 3000 об/мин (рис. 4-1) была изготовлена Харьковским турбинным заводом в 1958 г. [Л. 41].

Увеличение экономичности турбоустановки ПВК-150 достигается посредством ряда мероприятий, основными из которых являются: дальнейшее повышение начальных параметров пара до уровня, допускающего применение надежных и относительно дешевых сталей перлитного класса; введение промежуточного перегрева пара (до начальной температуры) в газоходах котла при блочной компоновке котельного агрегата с турбиной; улучшение аэродинамических качеств проточной части.

Важно подчеркнуть, что хотя в этой установке температуры как свежего пара, так и пара после промежуточного перегрева достигают 565°C , в ней почти полностью отсутствуют детали из аустенитных сталей; это является одним из основных факторов обеспечения надежности и значительного снижения стоимости агрегата.

В один блок с паровой турбиной ПВК-150 komponуются котлы барабанного или прямоточного типа, питающие агрегат паром с давлением 130 ата и температурой 565°C (перед стопорным клапаном).

Пар проходит по двум трубам к стопорному клапану турбины, в котором применено бесфланцевое соединение крышек клапанов с его корпусом, позволяющее значительно уменьшить их размеры.

При этом соединении паровое усилие воспринимается упорной резьбой в крышке, а плотность обеспечивается прокладкой, создающей уплотнение под воздействием давления пара. Аналогичная конструкция была предварительно изучена и отработана в условиях заводского эксперимента, а затем проверена в эксплуатации на машине типа ВР-25.

Сопловое парораспределение турбины состоит из четырех регулирующих клапанов, два из которых (диаметром 120 мм) работают параллельно; они расположены по обеим сторонам турбины и крепятся к нижней части наружного корпуса. При полном открытии эти два клапана обеспечивают 75% номинальной мощности. Открытием третьего клапана (диаметром 135 мм) в верхней половине цилиндра достигается полная мощность турбины при номинальных параметрах пара.

Четвертый клапан, расположенный также в верхней половине корпуса цилиндра высокого давления, является перегрузочным и обеспечивает



Рис. 4-1. Турбина ХТГЗ ПВК-150 на заводском испытательном стенде.

мощность 150 Мвт при снижении начальных параметров пара до 125 атм и 555° С и при повышении температуры охлаждающей воды до 33° С *.

На рис. 4-2 представлен схематический чертеж нижнего регулирующего клапана диаметром 120 мм. Паровой патрубок 9 приварен с одной стороны к присоединительному фланцу клапана, с другой он входит в расточку сопловой коробки, жестко соединенной с внутренним корпусом ц. в. д., и имеет возможность при тепловых расширениях перемещаться относительно внутреннего корпуса; паровое уплотнение при этом создается поршневыми кольцами 10, установленными в пазах патрубка. В бесфланцевой конструкции крышки клапана 7 прочность ее соединения с корпусом 1 обеспечивается мощной трапециевидальной резьбой в упорной гайке 5. Плотность создается стальным уплотнительным жойлом 4, которое гайка 5 прижимает к крышке 7 и корпусу 1. С ростом давления пара внутри клапана увеличивается усилие, прижимающее крышку к уплотнительному кольцу, увеличивается и плот-

* При номинальных параметрах пара и давлении в конденсаторе 0,035 атм мощность турбины за счет открытия четвертого клапана увеличивается до 165 Мвт.

ность соединения. Для уменьшения усилия, необходимого для открытия клапана 2, предусмотрен разгрузочный клапан, выполненный заодно со штоком 6. Клапан 2 при всех положениях нагружен в сторону закрытия; постоянное направление парового усилия способствует устойчивости работы клапана и достигается искусственным увеличением по мере подъема клапана 2 поступления пара в камеру разгрузочного цилиндра 3 за счет конусности этого цилиндра.

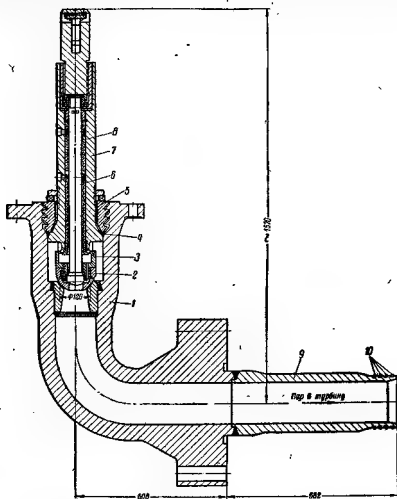


Рис. 4-2. Схематический чертеж регулирующего клапана диаметром 120 мм турбины ПВК-150.

1 — корпус клапана; 2 — клапан; 3 — разгрузочный цилиндр; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — упорная гайка; 6 — шток клапана; 7 — крышка клапана; 8 — уплотнительная втулка; 9 — патрубок; 10 — поршневые кольца.

После расширения в отсеке высокого давления до 32 атм пар направляется в промежуточный газовый перегрев котла и оттуда через клапаны промперегрева с температурой 565°С поступает в отсек среднего давления ц. в. д.

Два параллельно включенных блока клапанов промежуточного перегрева пара предназначены для защиты турбины при сбросе нагрузки от разгона паром, содержащимся в системе промперегрева; они устанавливаются по обеим сторонам ц. в. д. и крепятся к фундаменту на специальных подвесках. Особенностью каждого из этих блоков клапанов является наличие одного запорного органа, который управляется

независимо действующими приводами — сервомоторами. Наружный сервомотор связан с системой защиты турбины и может быть или полностью открыт или закрыт. Внутренний сервомотор связан с системой регулирования и управляется отсечным золотником промежуточного перегрева пара. Оба сервомотора своими штоками соединены муфтами соответственно с наружным и внутренним штоками блока клапанов.

Сохраняя достоинства системы последовательно включенных клапанов обычного типа, такая конструкция вдвое уменьшает потери от дресселирования пара.

В отсеке среднего давления ц. в. д. пар расширяется до давления 4,6 ата и по одной трубе направляется в среднюю часть двухпоточного цилиндра низкого давления, а затем — в один общий для обоих выхлопов конденсатор. Основные характеристики конденсатора:

Поверхность охлаждения	9 100 м ²
Количество конденсируемого пара	331 т/ч
Давление у фланца конденсатора	0,035 ата
Удельная паровая нагрузка	36,3 кг/м ² .ч
Температура охлаждающей воды	12° С
Расход охлаждающей воды	20 800 м ³ /ч
Кратность охлаждения	63
Число ходов воды	2
Гидравлическое сопротивление	4 м вод.ст.
Число трубок	11 700 шт.
Диаметр трубок	28/26 мм
Активная длина трубок	8,85 м
Материал трубок (для пресной воды)	Л-68

Корпус конденсатора цельносварной, с вваренными в него концевыми и промежуточными трубными досками. Раздельный подвод и отвод охлаждающей воды в каждой половине конденсатора позволяет отключать половину конденсатора по воде и производить чистку трубок при работе турбины со сниженной нагрузкой. Как и в конденсаторах агрегата ВКТ-100, двойные трубные доски с применением гидравлического уплотнения создают повышенную водяную плотность. На монтажную площадку конденсатор доставляется в крупных блоках и, если позволяют условия транспорта, с набранными поверхностями охлаждения.

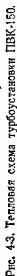
Турбоустановка имеет развитую систему регенерации (рис. 4-3). Восемь нерегулируемых отборов пара при номинальном режиме подогревают питательную воду в подогревателях высокого и низкого давления и в деаэраторе до температуры 230° С. Проектные характеристики подогревателей приведены в табл. 4-1.

Таблица 4-1

Характеристики подогревателей турбоустановки ПВК-150

Характеристики	п. н. д. № 1	п. н. д. № 2	п. н. д. № 3	п. н. д. № 4	п. в. д. № 5	п. в. д. № 7	п. в. д. № 8
Тип подогревателя	ПН-250-4	ПН-250-5	ПН-250-5	ПН-250-5	ПВ-425-230	ПВ-425-230	ПВ-425-230
Расход воды, т/ч	311	352	372	372	504	504	504
Поверхность нагрева, м ²	250	280	250	250	425	425	425
Температура воды на выходе, °С	65	83	102	140	181	207	230
Давление воды (максимальное), ата	16	16	16	16	230	230	230

Деаэратор повышенного давления (6 ата) является одновременно смешивающим подогревателем питательной воды и заменяет подогреватель № 5 регенеративной системы; он включен на всасывающей стороне питательных насосов так, что водяная сторона подогревателей высокого давления находится под полным давлением. Расчетные исследования [Л. 42] и опыт эксплуатации установок СВК-150 на Черепетской

[illegible]

ГРЭС показали, что такое включение питательных насосов экономически равноценно со схемой расположения подогревателей высокого давления в рассечку, т. е. между бустерным и главным насосами.

Испарительная установка может приготовить питательную воду в количестве 5% расхода пара турбиной. Предусмотрена также возможность отвода тепла в количестве 12 Мкал/ч для подогрева сетевой воды в бойлерной теплофикационной установке.

Расход свежего пара при номинальной нагрузке составляет 427 т/ч. Ожидаемый удельный расход тепла турбиной составляет 2010 ккал/квт·ч, что почти на 15% меньше фактического расхода тепла выпускавшимися до последнего времени турбинами высокого давления ($p_0 = 90$ ат, $t_0 = 500^\circ\text{C}$).

Все ступени турбины ПВК-150 (рис. 4-4; см. вклейку) размещены в двух корпусах при габаритах, практически не отличающихся от габаритов машин мощностью 400 Мвт, и с длиной, на 7 м меньшей, чем длина трехцилиндровых турбин той же мощности. Два основных конструктивных мероприятия, потребовавших большой и длительной конструкторской, расчетной и экспериментальной обработки, позволили осуществить турбину ПВК-150 в двух цилиндрах: сварной ротор низкого давления и новая с большой пропускной способностью последняя ступень цилиндра низкого давления.

В двухпоточном роторе низкого давления, составленном из сваренных между собой дисков равной прочности большого диаметра без центральных отверстий, в каждом потоке удается разместить по шесть ступеней. Перевод нескольких ступеней из цилиндра высокого в цилиндр низкого давления сократил длину ротора высокого давления до размеров, допустивших его изготовление из освоенной стали марки ЭИ-415.

Создание конструкции тяжелого сварного ротора низкого давления из высокопрочной хромомолибденовой стали марки 34ХМ сопровождалось длительной и трудоемкой экспериментальной отработкой ряда конструктивных, металлургических и технологических вопросов, проводившейся заводом совместно с коллективами лабораторий ЦНИИТМАШ и Ново-Краматорского завода.

Последняя ступень уникальных размеров с лопаткой длиной 780 мм позволила пропустить весь пар в один общий конденсатор по двум потокам [Л. 43]. При среднем диаметре ступени 2125 мм торцовая площадь выхода одного потока составляет 5,21 м² и обеспечивает при умеренных выходных потерях (10 ккал/кг) хорошее использование глубокого вакуума. Почти по всей длине эта лопатка выполнена в виде тела равного сопротивления разрыву и при колоссальной центробежной силе, развиваемой ею при рабочих числах оборотов (85 т), имеет напряжения, допускающие ее изготовление из обычной нержавеющей стали. Как видно из рис. 4-5, максимальные суммарные напряжения разрыва и изгиба составляют 2610 кг/см².

Для закрепления лопаток этой ступени в диске применен хвост елочного типа с осевой заводкой, разработанный для лопатки последней ступени турбины ВКТ-100.

Вибрационная надежность ступени достигается как за счет тщательной настройки ее в вибрационной машине при рабочем числе оборотов, так и за счет небольших напряжений изгиба паром лопаток (не более 200 кг/см²) при жесткости, выводящей частоту свободных колебаний вращающегося облопачивания за двукратное число оборотов ротора. Важное значение для повышения вибрационной надежности ступени имеют демпфирующие устройства в виде трубчатых связей со свободой перемещения относительно тела лопатки.

Изменение профиля поперечного сечения лопатки вдоль ее длины производилось, исходя из закрутки потока по закону постоянства

циркуляции. На рис. 4-6 представлены основные аэродинамические характеристики последней ступени.

Значительные трудности, возникшие при проектировании, изготовлении и экспериментальной отработке лопатки этой ступени, потребо-

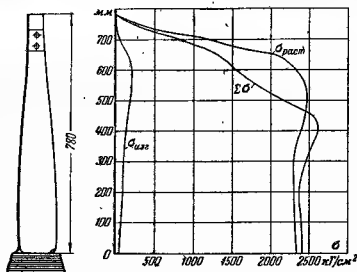


Рис. 4.5. Распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени турбины ПВК-150.

$\sigma_{изг}$ — изгибающие напряжения на кромках лопатки от парового потока; $\sigma_{раст}$ — растягивающие напряжения от центробежных сил; $\Sigma\sigma$ — суммарные напряжения на кромках лопатки (от растяжения, изгиба паровым потоком и эксцентриситета лопаток).

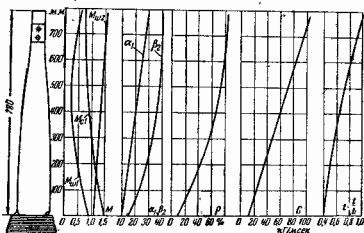


Рис. 4-6. Расчетные аэродинамические характеристики решетки лопаток последней ступени турбины ПВК-150.

вали 3-летней напряженной работы квалифицированного коллектива конструкторов, технологов и исследователей.

Насколько можно судить по технической литературе, для турбин, работающих при 3000 об/мин, лопатка длиной 780 мм при среднем диаметре 2125 мм до последнего времени являлась рекордной в практике мирового турбостроения.

Элементы проточной части турбины ПВК-150 выбраны в соответствии с результатами исследований, проводившихся в наших научно-

исследовательских организациях и заводских лабораториях. При профилировании облопачивания приняты отработанные в последние годы ЦКТИ профили и применена закрутка по закону постоянства циркуляции для ступеней с отношением среднего диаметра к длине лопатки 8—9 и меньше.

Повышенная степень реакции по среднему сечению лопаток обеспечивает положительную реакцию в корневом сечении (около 3—5%) и уменьшение потерь от подсоса пара из камеры между диском и диафрагмой в рабочую решетку (табл. 4-2).

Обусловленные большой реакцией на периферии, значительные протечки пара в радиальном зазоре между рабочими лопатками высокого давления и корпусом турбины сведены к минимуму применением специальных радиальных уплотнений.

Цилиндр высокого давления в отсеке до промперегрева имеет семь колес давления и в том числе одновенечное регулирующее колесо (рис. 4-4). За 7-й ступенью расположена разделительная диафрагма, образующая камеры отвода пара на промперегрев и подвода его после промперегрева. Эта диафрагма испытывает небольшой перепад давления (3—5 атм), определяющийся величиной потери давления во всем тракте промежуточного перегрева; это важное преимущество осуществленной в турбине ПВК-150 конструктивной схемы промежуточного перегрева исключает необходимость иметь в центральной части ротора, подверженной наибольшим деформациям, сильно развитые уплотнения с малыми зазорами, снижающими эксплуатационную надежность агрегата.

Для уменьшения температурного перепада на разделительную диафрагму, который без специальных мер достиг бы величины 180—190°С, диафрагма экранирована так, что между экраном и разделительной диафрагмой протекает относительно холодный пар, поступающий через уплотнения из камеры отвода пара на промперегрев. Специальные расчетные и экспериментальные исследования показали, что такое мероприятие сводит температурный перепад на разделительную диафрагму к минимуму, не вызывающему опасения за ее работу.¹

Таблица 4-2

Основные данные проточной части турбины ПВК-150

Характеристики	№ ступени						
	ц. в. д.			ц. н. д.			
	До промперегрева		После промперегрева				
	1	2-7	9-15	1-3	4	5	6
Средний диаметр, мм . . .	1 050	1 011 1 044	1 162—1 276	1 683—1 781	1 853	1 945	2 125
Длина лопаток, мм . . .	32	31—64	62—176	89—181,5	293	450	790
Давление за ступенью, атм . . .	96	80,8—32,5	21,15—4,6	2,65—0,73	0,343	0,135	0,035
Температура за ступенью, °С . . .	530	504—375	527—322	261—138	80	52	26
Влажность за ступенью, % . . .	—	—	—	—	—	2,9	6,9
Располагаемый теплосодержание, ккал/кг . . .	19,6	13,6—13,16	23,1—16,93	32—34,34	32,82	35,52	46,8
Угол наклона на среднем диаметре, ° . . .	15°53'	10°57'—10°48'	14°14'—15°55'	12°15'—13°30'	14°8'	17°10'	19°10'
Реакция на среднем диаметре, % . . .	6,0	8,4—13,9	12,15—27	12,9—21,4	31,7	43	71,4
Отношение скоростей u/c_0 . . .	0,407	0,465—0,493	0,413—0,53	0,51—0,522	0,556	0,56	0,623
Расчетный внутренний к. п. д. $\eta_{об}$, % . . .	73,87	82,25—85,8	82,88 87,91	86,92—86,6	84,54	84,95	78,97

¹ Аналогичные экраны с охлаждением поставлены на патрубках, подводящих пар в ц. в. д. после промперегрева, а также в цилиндрической части паровпускной камеры (после промперегрева) корпуса.

В отсеке среднего давления ц. в. д. расположены 8 ступеней. Весь 15-ступенчатый ротор откован из одного слитка (весом около 80 т) Ново-Краматорским заводом, который провел большую работу по разработке технологии и освоению в производстве этой поковки из предположенной ЦКТИ перлитной стали марки ЭИ-415.

Для изготовления лопаток, работающих в области наиболее высоких температур, использована нержавеющая сталь повышенной жаропрочности (марки 15Х1МФ). Рабочие лопатки ступеней обоих цилиндров (кроме последней ступени) имеют хорошо зарекомендовавшие себя в работе одно-, двух- и трехлопастные хвосты типа ХТГЗ (рис. 4-7).

Корпус высокого давления выполнен двустенным. Во внутреннем цилиндре, изготовленном из хромомолибденованадиевой стали марки



Рис. 4-7. Рабочие лопатки турбины ПВК-150.

15Х1МФ-Л, размещаются соединенные с ним при помощи фланцев четыре сопловые коробки и первые 5 ступеней.

Для уменьшения тепловосприятия и более равномерного прогрева обоймы уплотнений внутреннего цилиндра и его торцовых стенок на сопловых коробках установлены тепловые экраны.

Внешний корпус высокого давления не имеет вертикального разъема. Нижняя и верхняя части корпуса отлиты из двух половин каждая; паровпускные части из стали марки 20ХМФ-Л соединены с выхлопными частями из углеродистой стали при помощи сварки.

Сварные диафрагмы отсека высокого давления для уменьшения концевых потерь имеют относительно узкие лопатки. Корпусы диафрагм откованы из жаропрочной перлитной стали заодно с ободами, а окна для подачи пара в направляющие лопатки получены долблением.

Диафрагмы отсека среднего давления ц. в. д. (от 8-й до 15-й ступени) также выполнены сварными, но с широкими лопатками, так как выигрыш в экономичности при применении узких профилей для относительно высоких каналов этих ступеней практически отсутствует.

Сваренный из листов корпус ц. н. д. с одним вертикальным разъемом имеет формы, приближающиеся к литым. Стальные литые картеры подшипников и муфт вварены в нижнюю часть корпуса. Как задний подшипник ц. в. д., так и подшипник генератора размещены в корпусе ц. н. д.

Все диафрагмы ц. н. д. отлиты из чугуна, причем для первой диафрагмы каждого потока применен высокопрочный чугун.

Концевые и диафрагменные уплотнения обычной конструкции ХТГЗ. Устройство, автоматически поддерживающее в определенных отсеках концевых уплотнений постоянное давление пара, позволяет отказаться от вестовых труб и исключает необходимость вмешательства эксплуатационного персонала при изменении нагрузки.

Роторы соединены полугибкими муфтами; осевая жесткость муфт достаточно велика, чтобы передать без опасных перемещений роторов общее осевое усилие на один упорный подшипник, выполненный заодно с первым опорным подшипником. Критическое число оборотов системы роторов турбины с генератором «Электросила» типа ТВ2-150-2 составляет: $n_{кр1} = 1080 \text{ об/мин}$; $n_{кр2} = 1930 \text{ об/мин}$ и $n_{кр3} = 3595 \text{ об/мин}$.

Валоповоротное устройство, установленное на крышке заднего подшипника ц. в. д., позволяет выровнять температуру ротора после остановки турбины на любое время. Повышению тепловой маневренности способствует устройство для обогрева фланцев и болтов ц. в. д., аналогичное устройству на турбине ВКТ-100*, а также устройство для впрыска конденсата в перепускной ресивер.

При повышении температуры в выхлопном патрубке до 60°C термосигнализаторы подают предупредительный сигнал, а при дальнейшем повышении температуры до 75°C автоматически включается клапан впрыска охлаждающего конденсата.

В корпусе переднего подшипника расположены односторонние сервомоторы регулирующих клапанов с пружинами, действующими на закрытие, главный масляный насос и элементы системы регулирования.

В гидродинамической системе регулирования (рис. 4-8; см. вклейку) с двойным усилением прямые и обратные связи выполнены гидравлическими.

При равновесных положениях системы регулирования в линии первого усиления сохраняется постоянное давление (сливная схема); все командные органы системы регулирования, вступая в работу, влияют на давление масла в линии первого усиления. Импульсным органом, подающим масло в регулятор скорости поршневого типа, служит импеллер, который, так же как и главный масляный насос, приводится во вращение непосредственно от вала турбины.

Регулятор скорости поддерживает нормальную частоту при изолированной или параллельной работе турбогенератора, а также позволяет производить пуск и синхронизацию агрегата. Для увеличения быстродействия при обросе нагрузки и удержания турбины на холостом ходу в системе регулирования имеются ускорители астатического типа, выполненные заодно с отсечными золотниками.

Давление свежего пара перед турбиной в пределах заданной степени неравномерности поддерживается системой регулирования давления с датчиком мембранно-ленточного типа. При падении вакуума вступает в действие вакуум-регулятор, который постепенно разгружает турбогенератор вплоть до холостого хода.

Для ограничения возрастания числа оборотов при неисправности регулирования турбина снабжена тремя автоматами безопасности: гидравлическим, получающим импульс от импеллера, и двумя механическими. При срабатывании автоматов безопасности закрываются регулирующие и стопорные клапаны высокого давления, а также клапаны на линии от промежуточного перегрева к отсеку среднего давления ц. в. д.

Главный масляный насос, соединенный зубчатой муфтой с валом ц. в. д., подает масло с давлением 15 кг/см^2 в систему регулирования

* В первых турбинах ПВК-150 была применена система обогрева фланцев с подачей пара через зазор между шпилькой и стенкой отверстия, которая оказалась неудовлетворительной ввиду чрезмерно быстрого прогрева шпилек.

и через инжектор смазки при давлении $1,7 \text{ кг/см}^2$ к подшипникам турбины и генератора. При снижении давления масла в силовой линии подается сигнал, а при дальнейшем его падении (ниже 5 кг/см^2) автоматически закрываются стопорный клапан высокого давления и клапаны отсека среднего давления. При падении давления масла в системе смазки автоматически включается резервный электронасос переменного тока, а затем и аварийный насос с приводом от электродвигателя постоянного тока.

Управление и контроль работающей турбоустановки осуществляются дистанционно с общего щита блока; пусковые операции частично производятся у агрегатов.

4-2. ТУРБИНА ЛМЗ ПВК-200 (К-200-130)

Первая турбина ПВК-200 мощностью 200 Мвт при 3000 об/мин была изготовлена Ленинградским металлическим заводом в 1958 г. (рис. 4-9). По тому времени она была самой мощной паровой турбиной в практике европейского паротурбостроения.

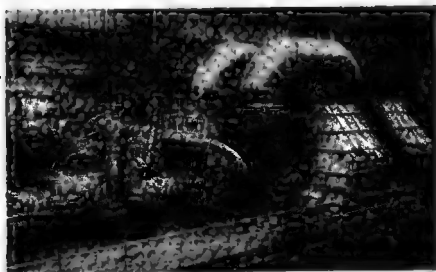


Рис. 4-9. Турбина ЛМЗ ПВК-200 на заводском испытательном стенде.

Большая единичная мощность, весьма ограниченное использование материалов аустенитного класса, ожидаемая высокая экономичность установки, которая достигается благодаря применению начальных параметров пара 130 ата и 565°C и промежуточного перегрева пара до начальной температуры, а также конструктивными усовершенствованиями проточной части, — все это приводит к весьма значительному снижению удельной стоимости сооружений электростанций (табл. 2-2) и удельного расхода тепла (табл. 1-1). В течение ближайших лет турбины ПВК-200 явятся одним из основных типов агрегатов для сооружаемых мощных тепловых электростанций.

Тепловая схема турбоустановки (рис. 4-10) предусматривает подогрев питательной воды до температуры 230°C паром, поступающим из семи нерегулируемых отборов от турбины, в четырех подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления. Подогреватель низкого давления № 1 встроен в конденсатор; по водяной стороне он, так же как и другие подогреватели низкого давления, находится под давлением, создаваемым конденсатным насосом.

Питательный насос расположен за деаэратором и прокачивает питательную воду с полным давлением через все подогреватели высокого давления. Конструкция их предусматривает использование тепла перегрева греющего пара, которое осуществляется в поверхностном теплообменнике, встроенном в корпус подогревателя, но с изолированной трубной системой. Техническая характеристика подогревателей приведена в табл. 4-3.

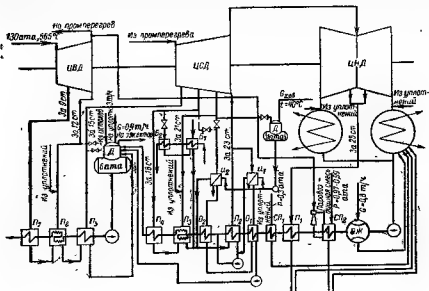


Рис. 4-10. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПВК-200.

Групповое защитное устройство подогревателей высокого давления отключает подогреватели в случае нарушения водяной плотности и ненормального повышения уровня конденсата в корпусах и направляет питательную воду в обвод.

Испарительное устройство состоит из двух одноступенчатых испарителей типа ИСВ 350М, включенных в пятый и шестой отборы пара от турбины. Оно восполняет потери конденсата и пара в количестве около 3% максимального расхода на турбину (примерно 17 т/ч).

Турбоагрегат ПВК-200 имеет два двухходовых конденсатора. Трубки развальцовываются в трубных досках с обоих концов. Корпус каж-

Таблица 4-3

Характеристики подогревателей питательной воды турбоустановки ПВК-200

Характеристики	п. в. д. № 1	п. в. д. № 2	п. в. д. № 3	п. в. д. № 4
Тип подогревателя	Встроен в конденсатор	ПН-300 № 1	ПН-300 № 1	ПН-300 № 2
Расход воды, м ³ /ч	420	420	485	485
Поверхность нагрева, м ²	290	300	300	300
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	3,2	3,7	5,4	5,4

Продолжение табл. 4-3

Характеристики	п. в. д. № 5	п. в. д. № 6	п. в. д. № 7
Тип подогревателя	ПВ-480/230 № 1	ПВ-480/230 № 2	ПВ-480/230 № 3
Расход воды, м ³ /ч	600	600	600
Поверхность нагрева, м ²	485	480	480
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	—	—	—

лого конденсатора сварной, состоит из четырех частей и соединительных патрубков, объединяющих паровые пространства и обеспечивающих подвод пара к подогревателю № 1. Общая сборка и сварка конденсатора, а также набивка и развальцовка трубок производится на монтажной площадке.

В камеры, встроенные в паровые части конденсаторов, установлены секции подогревателя низкого давления № 1, в котором конденсат подогревается паром из последнего отбора от турбины. Конденсаторы имеют устройства для забора засоленного конденсата из специально устроенных отсеков, расположенных в трубных досках. Основные характеристики конденсаторов типа 200-КЦС-2 следующие:

Поверхность, охлаждения одного конденсатора	4 500 м ²
Количество конденсируемого пара	196 т/ч
Давление у фланца конденсатора	0,035 ата
Удельная паровая нагрузка	43,5 кг/м ² ·ч
Температура циркуляционной воды	10° С
Расход циркуляционной воды	12 500 м ³ /ч
Гидравлическое сопротивление (при чистых трубках)	3,3 м вод.ст
Число трубок	5 970 шт.
Диаметр трубок	30/28 мм
Активная длина трубок	8,06 м
Материал трубок (для пресной воды)	МНЖБ-1

При мощности 200 Мвт гарантийный расход тепла установки составляет 2 000 ккал/квт·ч; это на 8,5% ниже, чем в турбоустановке ВК-100-6 при номинальном режиме. Гарантированные удельные расходы тепла турбоустановки ПВК-200 на различных режимах при выключенных испарителях приведены в табл. 4-4.

Таблица 4-4

Показатели экономичности турбоустановки ПВК-200

Мощность на клеммах генератора, Мвт	Коэффициент полезного действия генератора, %	Расход пара, т/ч	Потери давления между ц. в. д. и ц. с. д., ата	Температура пара на входе в ц. с. д. после пром. перегрева, °С	Температура питательной воды, °С	Удельный расход тепла, ккал/квт·ч
200	96,81	570	3,9	565	230	2 000
175	98,78	500	2,8	545	222	2 020
150	96,75	428	2,2	533	214	2 045

Турбина ПВК 200 представляет собой трехцилиндровый агрегат, продольный разрез которого представлен на рис. 4-11 (см. вклейку). Свежий пар подается к двум отдельно расположенным стопорным клапанам, корпуса которых отлиты из стали марки 15Х1М1ФЛ.

В принятой для первых машин тепловой схеме котел — турбина с прямоточным котлом ПК-33-83СП 640/140 пуск блока осуществляется по скользящему режиму с постепенным увеличением расхода пара и его параметров. При внезапных уменьшениях нагрузки (частичных сбросах) система защиты блока уменьшает подачу топлива в котел; одновременно избыток пара, не потребляемый турбиной, через открываемые предохранительные клапаны, установленные перед стопорными клапанами, направляется в редуциционно-охлаждающую установку и далее в конденсаторы. При внезапном сбросе нагрузки турбогенератора ниже 20% номинальной и, в частности, при отключении генератора от сети возникает необходимость останова блока, так как уменьшение нагрузки прямоточного котла ниже 30% из условий устойчивости гидродинамических процессов в нем недопустимо [Л. 44].

От каждого из стопорных клапанов пар по четырем трубам из стали марки 15Х1М1Ф поступает к четырем регулирующим клапанам расположенным в паровых коробках передней части ц в д Паровпуск в цилиндр весьма близок к конструкции серии турбин высокого давления Однако на рис 4-12, представляющем разрез по регулирующим

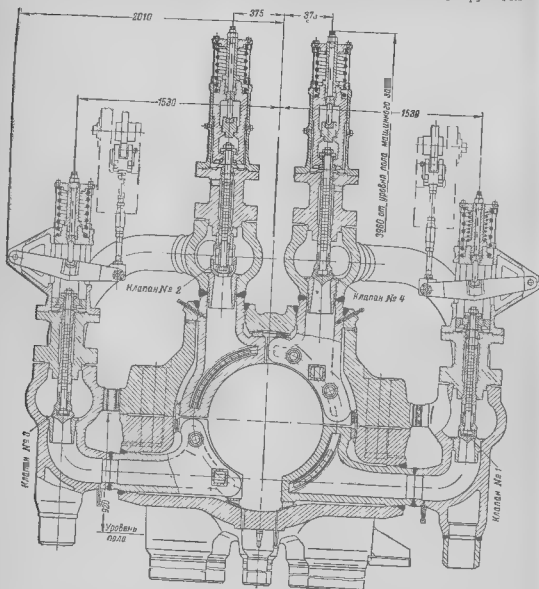


Рис 4-12. Поперечный разрез по регулирующим клапанам турбины ПВК-200.

клапанам ц в д можно отметить и существенные отличия, заключающиеся прежде всего в том, что все клапаны, кроме клапана № 2, расположенного сверху и открывающегося вторым перазгруженным Первым открывается незаряженный клапан диаметром 125 мм, расположенный снизу (клапан № 1), что способствует достижению осевой симметрии температурного поля цилиндра в зоне паровпуска Клапаны № 2 3 и 4 диаметром 150 мм Клапанные коробки регулирующих клапанов и сопловые коробки отлиты из жаропрочной стали марки

15X1M1ФЛ сварены между собой, а затем вварены в корпус ц в д, изготовленный из того же материала

Пройдя через сопла (прецизионного литья) одновечного регулирующего колеса, пар снижает свое давление до 88 ата и затем проходит еще через 11 ступеней ц в д и с давлением 25 ата и температурой 345° С направляется в промежуточные пароперегреватели котла, откуда возвращается подогретым до начальной температуры 365° С к двум защитным клапанам ц с д, расположенным по обеим сторонам цилиндра В ц с д пар поступает через четыре регулирующих клапана, установленных непосредственно на цилиндре, расположение их аналогично расположению клапанов высокого давления, однако сопловые коробки здесь отсутствуют

Регулирующие и защитные клапаны ц с д предназначены для предотвращения разгона турбины паром из тракта промежуточного перегрева при сбросах электрической нагрузки и срабатывании защиты, при всех режимах с мощностью выше 60 Мвт они открыты полностью, а изменение нагрузки турбины происходит за счет изменения расхода пара через клапаны ц в д

При аварийном закрытии защитных клапанов, а также при пусках блока с горячего состояния и при его остановках, допускающих в последующем ускоренный пуск пар из промежуточного пароперегревателя сбрасывается в конденсаторы турбины через перепускные клапаны, расположенные в корпусах защитных клапанов. Конструкция защитных клапанов такова, что при их закрытии открываются клапаны сброса пара в конденсатор

В цилиндре среднего давления пар расширяется в 11 ступенях и при давлении 12 ата по двум ресиверам диаметром 1520 мм поступает в среднюю часть ц н д, где разветвляется на два потока. Пар каждого из потоков пройдя соответствующую половину цилиндра с 4 ступенями, поступает в свой конденсатор, соединенный сваркой с выпускным патрубком цилиндра

Ротор цилиндра высокого давления откован вместе с дисками из стали марки Р 2. Из этой же стали изготовлен вал и откованы zajedно с ним первые семь дисков ц с д; остальные четыре диска насажены на роторе ц н д имеется в каждом потоке по четыре диска посаженных с пятым на вал

Компоновка цилиндров турбоагрегата принята такой, что направление потока пара в ц в д и ц с д различно и их паровпускные части находятся в непосредственной близости от упорного подшипника, который как обычно в конструкциях ЛМЗ, скомбинирован с опорным. Этот упорный подшипник является общим для валов ц в д и ц с д, соединенных между собой жесткой фланцевой муфтой. Принятое расположение цилиндров способствует взаимному выравниванию упорного давления, возникающего в этих цилиндрах, а также уменьшает величину допустимых осевых зазоров в проточной части обоих цилиндров до размеров, обычно принятых в двухцилиндровых машинах. Так как ротор среднего давления соединен с ротором ц н д, а тот соединен с ротором генератора три помощи полужесткой муфты, оказалось возможным все остальные подшипники выполнить лишь опорными, а все осевое усилие воспринять единственным упорным подшипником

Все три ротора машины гибкие, их критические числа оборотов, рассчитанные для каждого отдельного вала, составляют для ротора ц в д 1750 об/мин, для ротора ц с д 1780 об/мин, а для ротора ц н д 1610 об/мин. Система этих трех роторов имеет первые три критических числа оборотов 1800, 1950 и 2590 об/мин. Наконец, рассчитанные совместно с ротором генератора критические числа оборотов системы имеют следующие величины: $n_{кр1} = 1205$ об/мин, $n_{кр2} =$

— 1860 об/мин, n_{1+3} — 2020 об/мин; n_{1+4} — 2580 об/мин и n_{1+5} — 3790 об/мин

Машина ПВК-200 проектировалась и изготовлялась почти одновременно с турбиной ВК-100-6. Поэтому естественно, что в этих машинах приняты одинаковые решения для конструкции проточной части и ее элементов, и в частности, для ПВК-200 остается типичной ступень высокого давления, изображенная на рис. 3-14. Закрученными выполнены лопатки, начиная со ступени № 9 и в д, с 4-й ступени ц, с д и во всех ступенях ц и д.

Особое значение имеют лопатки 3-й и 4-й ступеней ц и д, которые по своим размерам определяют возможность выполнения машины мощностью 200 Мвт с двумя выхлопными патрубками. В этой машине последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 765 мм, что при среднем диаметре 2100 мм образует выход с торцевой площадью 5,64 м². Вместе с этой последней лопаткой была создана также не менее уникальная предпоследняя двухъярусная лопатка длиной 740 мм при среднем диаметре 2091 мм. Верхний ярус этой лопатки, из которого пар направляется прямо в конденсатор, имеет длину 330 мм при среднем диаметре 2501 мм, он создает дополнительную площадь выхода 2,59 м², что совместно с площадью выхода из последней ступени дает общую торцевую площадь одного выхлопа 7,63 м². Двух таких выхлопов вполне достаточно, чтобы при давлении в конденсаторе 0,035 атм обеспечить умеренную потерю с выходной скоростью. Основные данные проточной части сведены в табл. 4-5.

Весьма сложные задачи, связанные с созданием этих лопаток, были успешно решены заводом при проектировании, изготовлении, а затем и при исследовании вибрационных характеристик.

Максимальные суммарные напряжения в рабочей части лопатки доведены в двухъярусной до 3570 кг/см², а в последней до 3280 кг/см². При использовании нержавеющей стали марки 2Х13 коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести составит соответственно 1,4 и 1,52.

Помимо отстройки частот свободных колебаний в пакетах, заводской лабораторией были проведены весьма интересные исследования непосредственно в турбине при испытании ее на заводском стенде с расходом пара соответствующим мощности агрегата 20 Мвт. Возникаю

Таблица 4.5

Основные данные проточной части турбины ПВК-200

№ ступени	ц в д			ц с д	
	1	2-8	9-12	1-3	4-7
Средний диаметр, мм	1100	869,5—896,5	903,5—926	1154—1177	1187—1237
Длина рабочих лопаток, мм	32,8	59,5—86,5	94,5—117	97—120	132—202
Давление за ступенью, атм	88,3	80,0—42,0	30,9—25,0	17,35—11,40**	9,26—4,64
Температура за ступенью, °С (или сухость пара)	519	504—412	395—345	534—474	446—357
Изотерпийный перепад, ккал/кг	27,8	7,8—8,4	8,85—8,65	17,8—17,8	16,15—18,1
Отношение скоростей u/c_0	0,352	0,534—0,531	0,521—0,535	0,47—0,48	0,508—0,507
Реакция на среднем диаметре, %	—	16,8—21,3	22,3—26,0	20,3—24,0	24,5—34,4
Расчетный внутренний к п д, %	66,4	81,0—84,9	85,2—85,9	80,8—84,6	85,7—86,2
Внутренняя мощность тыс лев	12,15	4,11—4,64	4,90—4,64	8,15—8,51	7,55—8,05

№ ступени	ц с д		ц н д			
	8-11		1	2	3*	4
Средний диаметр, мм . .	1297	1554	1720	1880	1755 2501 2031	2160
Длина рабочих лопаток, мм . .	242	500	370	530	404-330 740	765
Давление за ступенью, ата	3 53	1,22	0,60***	0,25	0 035 0,123	0 035
Температура за ступенью, °C (или сухость пара)	323	210	145	73	0,933 0 979 66 15	0 934
Изэнтропийный перепад, ккал/кг	18 1	23 6	33 8	36 5	25 40	41 0.
Отношение скоростей u/c_0	0,523	0 548	0 503	0 537	0 528 0 593	0,563
Рекция на среднем диаметре, %	37 5	57 5	42 0	32 0	60 4 43 0	59,2
Расчетный внутренний к п л, %	86,8	-87,8	84 1	86,3	71 5 78,5	74,0
Внутренняя мощность тыс лопаток	8,11	-10 4	6,75	7,485	3,925/2 900	4,415

* Двухъярусная ступень типа Бауэна

** Перед ц с д (после пропаривания) давление пара 21 2 ата и температура 365 °C

*** Перед ц н д давление пара 1,195 ата и температура 210 °C

щие в этих естественных условиях колебания регистрировались при помощи проволочных датчиков сопротивления и соответствующей аппаратуры. Кроме того, изучались также колебания, возбуждаемые искусственно сосредоточенными импульсами, которые создавались паровыми струями (давлением 4-6 ата), подведенной к вершине и к средине лопаток. Испытанию в работающей на стенде машине подвергались два варианта пакетирования: нормальное соединение лопаток в пакеты и замкнутое на круг скрепление демпферной непряданной проволокой составленной из двух половин с вертикальным расположением разреза. Исследования установили, что при обыкновенном пакетном скреплении рабочих лопаток в обеих ступенях появляются колебания без искусственного их возбуждения с амплитудой напряжения у корней лопаток около 1200 кг/см^2 , для двухъярусной ступени такие напряжения возникают в зоне рабочих чисел оборотов. При скреплении лопаток демпферной проволокой вовсе не возникают тангенциальные колебания первого тона, при всех видах возбуждения получают лишь колебания типа «дисковых» на различных числах оборотов, причем при рабочих числах оборотов в двухъярусной лопатке амплитуды напряжения не превышают $350-400 \text{ кг/см}^2$, а в последней 150 кг/см^2 . Таким образом, принятая заводом на основании этих исследований конструкция соединения лопаток двух последних ступеней ц н д с помощью замкнутой на круг демпферной проволоки обеспечивает, по-видимому, вибрационную надежность этих ступеней.

Как видно из рис. 4-11, соединение рабочих лопаток с диском выполнено с помощью хвостов той же конструкции, что и в машине БК-100-6, вильчатые хвосты применяются на всех 4 ступенях ц н д и на 4 последних ступенях ц с д.

Все диафрагмы ц в д сварные, причем первые две из них имеют узкие лопатки, а обод и тело диафрагм дополнительно соединены между собой жесткими ребрами. Диафрагмы, работающие в области наибольшей температуры пара (первые три) изготавливаются из стали марки

15X1M1Ф с лопатками из стали марки 15X11MФ. В следующей группе из 5 ступеней диафрагмы изготовлены из стали марки 12ХМФ, остальные сварные диафрагмы выполняются из углеродистой стали с лопатками из нержавеющей стали марки 1Х18

В ц с д все диафрагмы, кроме последней, — сварной конструкции; сварным же выполнен сопловой аппарат первой ступени. Отлиты из чугуна с залитыми лопатками из нержавеющей стали диафрагма последней ступени и с д и три первые ступени ц н д. обоих потоков, четвертая диафрагма низкого давления сварена из листовой стали

Концевые уплотнения турбины ПВК-200 выполнены также без каминов и как по устройству отсоса пара, так и по конструкции аналогичны тому, что принято в машине ВК 100 Б. Посаженные в горячем состоянии втулки концевых уплотнений имеются и в ц н д. и ц с д. со стороны насадных дисков

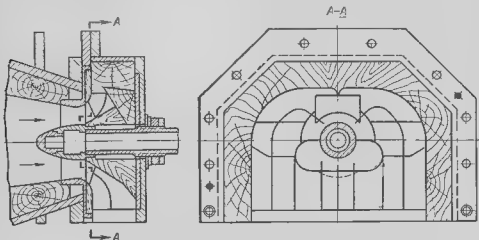


Рис 4-13 Модель исходного варианта нижнего яруса выпускного патрубка турбины ПВК-200.

Каждая половина корпуса цилиндра высокого давления представляет собой одну отливку из жаропрочной стали марки 15X1M1ФЛ и имеет таким образом, только горизонтальный разъем. С целью сокращения времени прогрева машины фланцы горизонтального разреза и его шпильки могут обогреваться дросселированным свежим паром при помощи устройства, конструкция которого аналогична конструкции, принятой в машине ВК 100 Б. Горячая часть корпуса ц с д отливается также из стали марки 15X1M1ФЛ, в ней крепятся диафрагмы и обоймы всех ступеней цилиндра. Выхлопная часть ц с д, омываемая паром с температурой 210°С, изготавливается сварной из листов углеродистой стали. Средняя часть корпуса ц н д отлита из чугуна; она несет на себе обойму с диафрагмами первых двух ступеней, выхлопные патрубки свариваются из листов углеродистой стали.

Исследования моделей проведенные заводской лабораторией в сотрудничестве с кафедрой паровых и газовых турбин МЭИ, позволили найти благоприятные формы выхлопных патрубков турбины с получением заметного экономического эффекта. Характерной особенностью конструкции этого патрубка является разделение общего потока пара на всем пути его до входа в конденсатор на два потока отвечающих верхнему и нижнему ярусам ступени Баумача (рис. 4-11). На рис. 4-13 показана модель исходного варианта выходного патрубка для потока пара нижнего яруса а на рис. 4-14 для того же потока модель принятого отработанного варианта с диагональным диффузором. Как видно

из этих рисунков, кроме введения диффузора в принятом варианте произведено изменение системы ребер, внешний обвод патрубка очерчен плавной кривой, несколько увеличены ширина и высота патрубка. Основные характеристики обоих потоков исходного и окончательного вариантов патрубка приведены на рис. 4-15. На расчетных режимах рабо-

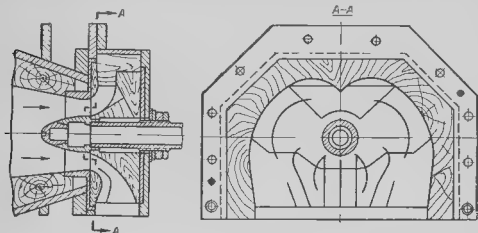


Рис. 4-14. Модель окончательного (улучшенного) варианта нижнего яруса выпускного патрубка турбины ПВК 200

ты патрубка и близких к ним коэффициент патрубка ξ , характеризующий потери в нем, уменьшен, например, для потока нижнего яруса с 1,18 до 0,98, а коэффициент восстановления давления ξ стал положительным, т. е. в патрубке частично восстанавливается давление.

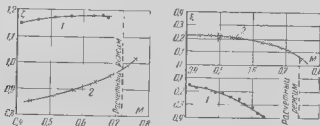


Рис. 4-15. Зависимость коэффициента патрубка ξ и восстановления давления ξ от числа M для модели нижнего яруса выпускного патрубка турбины ПВК 200

1 — исходный вариант, 2 — улучшенный вариант

Произведенная обработка моделей патрубков (обоих ярусов) снижает по мнению работников завода, потери с выходной скоростью на величину выше 1000 ккал и повышает, таким образом, экономичность агрегата примерно на 0,6% [Л. 29 и 43].

Надо сказать, что исследования в области выходных патрубков, произведенные на заводе еще применительно к машине СВК-150, показали, что заметный эффект дает применение поворотных решеток в выпускном патрубке ц. с. д. [Л. 10]. Как видно из рис. 4-11, аналогичная конструкция осуществлена и в выходном патрубке ц. с. д. машины ПВК 200.

Валоповоротное устройство — обычной конструкции ПМЗ, оно может включаться дистанционно со щита управления.

Неподвижная точка агрегата расположена на средней раме перед ней части ц и д. Полное расширение турбины вдоль своей оси в сторону переднего подшипника может составить 30 мм, а в сторону генератора 3 мм. Общая длина турбины 20,3 м, вес ее без конденсатора 560 т. Мощность, развиваемая ц и д, составляет 60 Мвт ц и д — 90 Мвт и ц и д. 30 Мвт.

Турбоагрегат ПВК 200 снабжен гидравлической системой регулирования, схема которого представлена на рис. 4.16 (см. вклейку). Взаимодействие узлов системы регулирования происходит следующим образом. Пусть например электрическая нагрузка уменьшится (или увеличится частота сети). Тогда число оборотов турбины возрастет, грузы бесшарнирного регулятора скорости, который связан через вал центробежного масляного насоса с ротором турбины, разойдутся. Пружинная лента регулятора скорости переместится вправо и переместит вправо гидравлически связанный с ней следающий золотник блока золотников регулятора скорости. Этот блок установлен в корпусе переднего подшипника и закрывается крышкой, сбоку которой выводится маховик механизма ручного управления. Перемещение следающего золотника вправо открывает регулирующие окна и, увеличивая стив масла через них в корпус подшипника, уменьшает давление масла под промежуточным золотником и дифференциалом.

Промежуточный золотник предназначен для управления сервомотором регулирующих клапанов ц и д и ц с д, а также сервомоторами защитных клапанов ц с д и находится в равновесии под действием давления масла над поршнем и под ним он установлен в правом крыле переднего подшипника машины.

Получив такой импульс от золотника регулятора скорости, промежуточный золотник будет перемещаться вниз до тех пор, пока не восстановится давление масла под ним благодаря одновременному увеличению открытия окон на впуске напорного масла под золотник. Перемещаясь вниз, промежуточный золотник увеличивает открытие окон в бунке, через которые стивается масло из под золотника сервомотора клапанов ц и д и ц с д. Этот золотник смещается вниз из среднего положения, и полость под поршнем сервомотора соединяется со сливной линией, а полость над поршнем сервомотора — с напорной. Поршень движется вниз и через распределительный механизм перемещает клапаны свежего пара и клапаны ц с д¹ на закрытие, а через рычаг перемещает вверх золотник обратной связи.

Поршень сервомотора его золотник и золотник обратной связи размещаются в одном корпусе и устанавливаются в левом крыле среднего подшипника машины.

Движение золотника обратной связи вверх уменьшает площадь окна для стива масла из под золотника сервомотора, давление под ним восстанавливается, и он возвращается в исходное среднее положение после прекращения движения промежуточного золотника, т. е. к концу процесса регулирования.

Движение сервомотора и регулирующих клапанов прекратится, и установится новый равновесный режим с новым положением регулятора скорости, промежуточного золотника, поршня сервомотора и золотника обратной связи.

Увеличение числа оборотов машины, вызывающее падение давления масла под промежуточным золотником и его движение вниз, приводит одновременно к закрытию его окон на впуске напорного масла и открытию окна на сливе масла из камеры соединенной с золотником.

¹ Регулирующие клапаны ц с д, а также защитные клапаны ц с д при режимах с мощностью более 80 Мвт практически полностью открыты. Таким образом, изменение нагрузки на этих режимах осуществляется изменением расхода свежего пара через регулирующие клапаны ц и д.

ми сервомоторов защитных клапанов ц с д. Давление под поршнями этих односторонних сервомоторов падает, и поршни под действием пружин двигаются вниз, перемещая отсециые клапаны на закрытие, а перепускные клапаны на открытие.

Дифференциатор закрепленный на корпусе промежуточного золотника, предназначен для ускорения закрытия сервомотора регулирующих клапанов ц в д и ц с д, а также сервомоторов защитных клапанов ц с д при сбросе электрической нагрузки. В этом случае при быстром повышении числа оборотов ротора происходит также быстрое открытие в блоке золотников регулятора скорости сивных окон дифференциатора, вызывающее открытие дополнительных окон слива масла из золотников сервомоторов с ускорением их движения на закрытие всех клапанов, кроме перепускных.

При работе генератора в параллель перемещение сервомоторов регулирующих клапанов осуществляется маховиком механизма управления, который, передвигая внутренний золотник блока золотников регулятора скорости изменяет в нем открытие окон, регулирующих слив из-под промежуточного золотника.

Так же как и в системе регулирования турбины ВК-100-6, и в этой системе блок золотников регулятора скорости является единым органом при помощи которого управляется турбина начиная с зарядки золотников регулятора безопасности, открытия стопорных клапанов и регулирующих клапанов ц в д и ц с д, а также защитных клапанов при пуске турбоагрегата и кончая синхронизацией и изменением нагрузки.

Турбина снабжается также автоматом разгрузки по вакууму и давлению свежего пара, ограничителем мощности, регулятором уровня воды в конденсаторе и в подогревателях котельного пара на уплотнения и др.

Защита турбоагрегата предназначена для закрытия стопорных, защитных и регулирующих клапанов в случае нарушения нормальных условий эксплуатации с возможными аварийными последствиями. Предусмотрена тройная защита от чрезмерного повышения числа оборотов ротора, осевого сдвига его, аварийного падения вакуума в конденсаторе, недопустимого понижения давления масла в системе смазки и др.

Маслоснабжение турбоагрегата ПБК 200 совершенно аналогично принятому для турбины ВК 100-6 и описанному в § 3-2.

На щит управления блоком котел турбина выносятся аппаратура и приборы, позволяющие машинисту турбины со щита производить пуск и остановку турбоустановки и вести машину под нагрузкой. Помимо стандартных устройств, аппаратуры и приборов контроля, сигнализации и управления, предусмотрен ряд специальных устройств, разработанных заводом. К числу важнейших из них относятся указатели разности расширения ротора и статора для каждого цилиндра со световым и звуковым сигналом, дистанционные указатели вибрации подшипников, позволяющие производить измерения вибрации на всех подшипниках в двух направлениях, первичная аппаратура и приборы контроля температур металла корпуса, шпитек и труб, а также измерения температуры металла всех подшипников турбины и др.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 300 Мвт

5-1 ТУРБИНА ХТГЗ К-300-240

Грехцилиндровый одновальный агрегат К 300-240 мощностью 300 Мвт при 3 000 об/мин (рис 5-1, см вклейку) предназначен для работы в блоке с котлом паропроизводительностью 900 т/ч, давление пара

перед стопорным клапаном 240 ата, температура 580° С и температура после промпрегрева 565° С (Л 46 и 47).

Свежий пар по четырем трубам диаметром 175 мм поступает к двум группам клапанов соплового парораспределения. Каждая из этих групп состоит из одного стопорного клапана диаметром 250 мм, трех регулирующих клапанов двух - диаметром 112, и одного диаметром 75 мм. Управление регулирующими клапанами осуществляется через расширительный механизм при помощи одного двустороннего сервомотора. Малые размеры регулирующих клапанов позволили выполнить их без разгрузочных устройств. Обе группы клапанов размещены отдельно от турбины, в непосредственной близости от нее и симметрично по отношению ее оси так, что объемы пара, содержащиеся в трубопроводах, идущих от клапанов к турбине, невелики и не способны разогнать турбину при закрытии клапанов после сброса нагрузки, а усилия термических расширений трубопроводов направлены в противоположные стороны.

Корпусы паровпускных клапанов находящиеся под воздействием свежего пара (240 ата и 580° С), отлиты из высокожаропрочной перлитной стали марки 15Х2М2ФБС, созданной в самое последнее время Центральным научно-исследовательским институтом технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ) и освоеной в промышленных отливках Ново-Краматорским заводом тяжелого машиностроения. По сравнению со сталью марки 15Х1М1Ф, которая использовалась для деталей работающих в области температур 565° С, сталь марки П 3 имеет повышенное содержание хрома и молибдена и для увеличения сопротивления окислению дополнительно легирована кремнием в количестве около 1%. Сталь марки П 3 и сварные соединения из нее при температуре 580° С обладают на 10-15% более высокими свойствами длительной прочности, чем сталь марки 15Х1М1Ф, а также более высокой технологичностью, характеризующейся почти втрое меньшей скоростью охлаждения при норматизации.

От регулирующих клапанов пар по десяти трубам диаметром 125 мм поступает к четырем паровпускным патрубкам ц в д.

Как и в предыдущих новых турбинах ХТГЗ корпус паровпускной части ц в д турбины К 300-240 выполнен двустенным, однако в отличие от прежних конструкций в нем не имеется вставных сопловых коробов, подвод пара осуществляется непосредственно во внутренний цилиндр. При пуске турбины и до нагрузки 70% полной мощности пар поступает одновременно по одному патрубку к верхней и по другому - к нижней половине внутреннего цилиндра, которые выполняются по одному чертежу с обеспечением полной симметрии относительно горизонтальной и вертикальной осей, пар из каждого патрубка, растекаясь в полукружности, поступает в два сегмента сопел расположенных у разъема. Повышение нагрузки агрегата до 85% полной осуществляется подачей пара через третий патрубок к нижнему среднему сегменту сопел, а затем (до 100%) - и через четвертый патрубок к верхнему среднему сегменту.

Такой устройством паровпускной части, примененное, по-видимому, впервые существенно упрощает конструкцию уменьшает поперечные размеры корпуса ц в д и толщины его стенок и обеспечивает в то же время равномерный прогрев паровпуска внутреннего корпуса по всей его окружности при любом режиме работы турбоагрегата. Дополнительным преимуществом такой конструкции является возможность увеличения степени насыщенности регулирующей ступени, которая в турбоагрегате К 300-240 доведена до 90% вместо обычных 60-70%.

Отсутствие сопловых коробов поставило паровпускную часть внутреннего корпуса ц в д в несколько более тяжелые условия работы. Однако осуществление такой конструкции оказалось возможным как

вследствие уменьшения внешнего диаметра паровпуска, так и благодаря применению новой жаропрочной стали марки П-1 (15ХМФКР), созданной ЦНИИТМАШ совместно с ХТГЗ. Характеристики жаропрочности этой стали превосходят соответствующие характеристики стали марки ПЗ.

В ц в д пар расширяется в регулирующем одновентильном колесе и 10 ступенях давления и развивает мощность около 100 Мвт. Напряжения и температуры допускают изготовление ротора ц в д (рис 5-2) из хорошо освоенной перлитной стали марки ЭИ-415.

Пар с параметрами 40 ата и 325°С покидает ц в д и по двум трубам диаметром 400 мм направляется в пароперегреватель котла, где температура его повышается до 565°С и вновь подводится к турбине (к нижней части цилиндра среднего давления) через два блока клапанов промежуточного перегрева, в каждом из которых конструктивно объединены стопорный и регулирующий клапаны. Клапаны промежуточного перегрева соединены с нижней частью корпуса ц с д всего ма короткими патрубками. При сбросе нагрузки они закрывают доступ в турбину пар, содержащемуся в длинных трубах системы промежуточного перегрева, предохраняют турбоагрегат от недопустимого разгона, пар из системы промежуточного перегрева сбрасывается через специальные редукционные охлаждающие устройства в конденсатор.

В цилиндре среднего давления направление потока пара противоположно его направлению в ц в д. При расчетных условиях работы турбоагрегата эта мера почти полностью разгружает упорный подшипник, расположенный между ц с д и ц в д. Однако в силу весьма больших значений упорного давления в каждом из цилиндров даже не очень значительные отклонения условий от расчетных (например, занос проточной части солями) могут вызвать существенное повышение нагрузки упорного подшипника. Для обеспечения надежной работы турбоагрегата и в этом случае вместо обычного комбинированного опорно-упорного подшипника применен отдельный упорный подшипник балансирной конструкции с самоустанавливающимися колодками. Исследования показали, что упорный подшипник такой конструкции обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между всеми колодками при любых режимах работы и способен нести по крайней мере вдвое большую удельную нагрузку, чем подшипник обычной конструкции.

После расширения в 12 ступенях части среднего давления до давления 2,3 ата основной поток пара делится на три части. Первая его часть проходит через 5 ступеней части низкого давления, расположенных в одном корпусе с частью среднего давления. Две другие его части по двум трубам диаметром 1000 мм поступают в цилиндр низкого давления, два потока которого содержат те же 5 ступеней каждый.

Со всех трех потоков низкого давления пар направляется в общий конденсатор, который рассчитан на давление 0,035 ата при тем-



Рис. 5-2. Сборка ротора высокого давления турбины ХТГЗ К 300-240

пературе охлаждающей воды 12°С Поверхность охлаждения конденсатора образуется двумя симметрично расположенными пучками труб товод и отвод охлаждающей воды осуществляются раздельно в каждой половине конденсатора Общая сборка и сварка конденсатора, а также установка труб и развальцовка их в трубных досках производятся на месте монтажа, куда конденсатор доставляется крупными блоками

Основные данные конденсатора турбоустановки К 300 240 следующие

Поверхность охлаждения	15 240 м ²
Количество конденсируемого пара	564 т/ч
Давление пара у фланца конденсатора	0 035 атм
Удельная паровая нагрузка	37 кг/м ² ч
Температура охлаждающей воды	12°С
Количество охлаждающей воды	34 800 т/ч
Кратность охлаждения	62
Гидравлическое сопротивление	4 м вод ст
Число труб	19 600 шт
Диаметр труб	28 26 мм
Толщина труб	8 89 мм
Материал труб (для пресной воды)	Л-68

Для достижения высокой плотности в этой конструкции, помимо двусторонней развальцовки труб, применено покрытие водной стороны концевых трубных досок битумом Как показали исследования ВТИ заполнение битумом всех возможных непотностей между трубной доской и завальцованными в нее трубками создает гарантию достаточной плотности с меньшими трудозатратами чем в конструкциях с двойными трубными досками В конденсаторе предусмотрено сепарационное устройство для очистки деаэрации, где часть конденсата, поступающего из воздухоохладителей подвергается барботажу а другая часть деаэрируется при стекании через дырчатый лист Надо надеяться, что положительный опыт эксплуатации этого устройства позволит в послеующих турбоустановках отказаться от применения деаэраторов и даст экономию металла и площади, необходимых для их размещения на электростанции.

При проектировании проточной части турбины были использованы результаты последних исследований в этой области Как для направляющих так и для рабочих решеток применены новые профили ЦКТИ типов ТН 2, Т 2 и Т-3А Для первых ступеней с относительно малыми высотами лопаток использована конструкция сварных диафрагм с малой шириной лопаток, снижающая концевые потери в направляющих решетках Рабочие лопатки, длина которых превышает $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{11}$ среднего диаметра ступени, выполнены закрученными по закону постоянства циркуляции Все ступени турбины имеют по всей высоте рабочего канала положительную степень реакции с минимальным ее значением (2 — 3%) в корневом сечении, исключаяющим неблагоприятный подсос пар из пространства между диафрагмой и диском ступени Протечки пара через зазор между бандажом рабочей лопатки и корпусом снижены применением радиальных уплотнений по бандажам Основные данные проточной части сведены в табл 3-1

Одно из самых важных технических достижений в турбине К 300-240 — это уникальная рабочая лопатка последней ступени длиной 1050 мм с окружной скоростью на периферии 565 м/сек, не имеющая прецедента в мировом турбостроении Хотя работы по созданию этой ступени можно будет считать законченными лишь после длительной проверки в эксплуатационных условиях, уже сейчас можно отметить значительный прогресс в этой важной для развития мощного турбостроения области, который особенно замечен в последнее время. С 1946 по 1957 г наибольшая лопатка последней ступени для турбины

Основные данные проточной части турбины ХТГЗ К-300-240

Характеристики	№ ступени						
	ц в л.			ц с л.		ц н л.	
	1	2	11	1-12	1-1	1-1	5
Средний диаметр ступени мм .	1 050	900	940	1 186	1 472	1 768—2 098	2 550
Длина рабочей лопатки, мм . . .	225	295	735	86	374	140—550	1 050
Давление пара за ступенью, атм . .	177	155	40	275	23	1,28—0,10	0,035
Температура за ступенью °С . . .	535	516	326	529	230	167*	81**
Степень реакции на среднем диаметре, %	6	85	16	17,5	47	23—47	58
Отношение скоростей к c_0	0,40		0,48	0,44	0,63	0,54—0,60	0,82

* Указана температура за первой ступенью

** Диаграммная влажность, %

на 3000 об/мин имела длину 665 мм (ЛМЗ). В 1957 г. была изготовлена первая турбина ВКТ 100 с лопаткой длиной 740 мм, в 1958 г. — турбина ПВК-150 с лопаткой длиной 780 мм и наконец в 1960 г. — турбины К 300 240 с лопатками 960 мм (ЛМЗ) и 1 050 мм (ХТГЗ).

В отличие от всех ранее созданных заводом рабочих лопаток последней ступени лопатку длиной 1 030 мм не удалось выполнить настолько жесткой, чтобы ее наименьшая частота колебаний в рабочих условиях была бы выше 100 гц, т. е. лежала бы между второй и третьей гармониками возмущения. Такая отдельная лопатка в статических

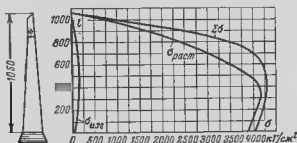


Рис 5-3. Распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени турбины ХТГЗ К-300-240

$\sigma_{изг}$ изгибающие напряжения на кромках лопатки (от парового потока);
 $\sigma_{раст}$ растягивающие напряжения от центробежных сил, то суммарные напряжения на кромках лопатки (от растяжения изгиба паровым потоком и эксцентриситета)

условиях имеет наименьшую частоту свободных колебаний около 40 гц, при вращении лопатки с $n=3000$ об/мин частота эта более чем удваивается и приближается к 90 гц. Несмотря на тщательное профилирование вдоль длины лопатки центробежная сила каждой лопатки превышает 130 т, а наибольшие суммарные напряжения в ней достигают 4300 кг/см², что потребовало применения модифицированной нержавеющей стали марки ЭИ-802.

Интересно отметить, что при выполнении лопатки таких размеров с постоянным профилем сечения по всей длине напряжения разрыва в корне лопатки превысили бы 10000 кг/см². Для последних лопаток турбин ВКТ 100 и ПВК-150 был разработан специальный хвост, который полностью оправдал себя как в производстве, так и в эксплуатации. Этот аксиальный хвост елочного типа с опорными площадками, выполненными по дуге круга, допускающий изготовление хвостов лопаток и лезвий в дисках точнее, применен в турбине К 300 240 не только на

последней, но и на предпоследней ступени. Связь лопаток этой ступени осуществляется демпферной проволокой из титанового сплава.

Промежуточный перегрев пара резко уменьшает его влажность на последних ступенях, за последней ступенью турбины. К-300 240 влажность пара составляет всего 8,1%. Это в значительной мере снижает опасность эрозионного износа облопачивания. Однако возрастание окружных скоростей на периферии лопаток вновь обостряет проблему борьбы с эрозией даже в условиях этой сниженной влажности. Для обеспечения надежной работы лопаток в таких условиях необходимо обеспечить удаление влаги непосредственно из прочной части.

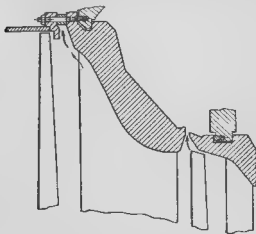


Рис. 5.4 Конструктивная схема влагоудаления из последних ступеней турбины ХТГЗ К-300-240

На рис. 5.4 показана система влагоудаления за направляющими лопатками последней ступени турбины К-300-240, кольцевой зазор, образованный при помощи отодвинутого диффузора, расположенного над рабочими лопатками последней ступени,

выполняет роль сепаратора влаги, в которой используется закрутка потока, создаваемая направляющей решеткой последней ступени. Уменьшение тормозящего действия влаги на рабочем венце последней ступени компенсирует потери мощности вследствие утечек пара в этот кольцевой зазор. Система влагоудаления сочетается с защитой поверхностей входных частей рабочих лопаток, подверженных эрозионному износу. Простым и надежным приемом такой защиты является электроискровое нанесение износостойкого твердого сплава типа Т15К6 методом, разработанным ЦНИИТМАШ и внедренным на заводе.

Рабочие колеса всех трех частей низкого давления турбины К-300 240 в отличие от принятой в турбине ПВК-150 сварной конструкции выполнены в виде насадных дисков, которые в ц с д насажены на конец цельнокованого ротора части среднего давления. В результате проектных и опытных работ, проведенных в последние годы, ХТГЗ получил возможность сконструировать наборный ротор, мало отличающийся по габаритам от сварного при несколько меньших затратах труда.

Между роторами ц в д и ц с д *соединенными жесткой фланцевой муфтой имеется один общий опорный подшипник. Это существенно сокращает общую длину турбоагрегата, хотя по-видимому несколько увеличивает трудности изготовления. Роторы ц с д, ц в д и генератора соединяются между собой полугибкими муфтами, которые, будучи жесткими в осевом направлении, позволяют иметь на весь турбоагрегат один общий опорный подшипник и облегчают сборочные операции и центровку, поскольку допускают некоторые угловые перемещения.

Критические числа оборотов системы валов турбоагрегата К-300 240 рассчитаны на счетно решающей электронной машине и составляют $n_{кр1} = 1555$ об/мин; $n_{кр2} = 1870$ об/мин, $n_{кр3} = 2110$ об/мин, $n_{кр4} = 2180$ об/мин и $n_{кр5} = 4660$ об/мин.

Турбоагрегат К-300-240 снабжен валоповоротным устройством, которое может вращать ротор турбины со скоростью 3,4 об/мин, в отли

чие от ранее применявшихся конструкций это устройство допускает дистанционное включение со щита управления.

При работе на холостом ходу охлаждение проточной части второго и третьего потоков низкого давления осуществляется впрыском конденсата в ресиверы, проточная часть первого потока низкого давления охлаждается холодным паром, который подается в отбор за первой ступенью этого потока.

Устройства для обогрева фланцев и шпилек ц в д и головной части ц с д. повторяют конструкцию, принятую в турбине ВКТ 100.

Уплотнения агрегата обычной для турбин ХТГЗ конструкции с системой отсоса, аналогичной системе принятой в турбинах ВКТ 100 и ПВК 150.

Весьма сложные условия работы турбины К-300-240 в общем блоке с котельным агрегатом, высокие параметры пара, наличие промежуточного перегрева и другие особенности установки потребовали разработки весьма надежной и четкой системы ее регулирования, дистанционного управления, защиты и контроля.

В турбоагрегате К-300-240 получила дальнейшее развитие разработанная ХТГЗ система регулирования с прямыми и обратными гидравлическими связями и с двойным усилением (рис 5-б, см. вклейку). Важнейшей особенностью этой новой системы является применение вместо масла воды, которая подается из напорной линии конденсатных насосов к главным сервомоторам с давлением 23 атм, а с давлением 12 атм — в линию первого усиления.

Применение воды повышает пожарную безопасность турбоустановки, позволяет увеличить давление рабочей жидкости в системе регулирования, при тех же перестановочных силах уменьшить размеры регуляторов и сервомоторов, а следовательно, и повысить быстродействие системы регулирования. Такое решение явилось результатом исследований, которые проводились заводом совместно с ВТИ в течение последних 3-4 лет. ВТИ опробовал систему водяного регулирования в эксплуатации на турбине небольшой мощности, а завод отработал на заводском испытательном стенде натурную систему, предназначенную для эксплуатационной наладки и доводки на турбине мощностью 150 Мвт в условиях электрических станций.

Все командные органы системы регулирования и защиты (регулятор скорости, автомат безопасности, вакуум-регулятор и др.) воздействуют на давление воды в линии первого усиления или в линии защиты, изменяя слив ее в дренаж.

Этот импульс по давлению передается на все отсечные золотники, каждый из которых управляет своими сервомоторами клапанов (главным и промперегрева). Обратные же связи выполнены независимыми друг от друга, что обеспечивает также и независимость действия всех сервомоторов и их клапанов. Кроме того импульс по давлению в линии первого усиления подается в систему регулирования котла, которая, таким образом, принимает участие в поддержании частоты энергосистемы. Трансформация электрических импульсов в гидравлические от ряда электрических датчиков происходит при помощи электрогидравлического преобразователя, который также воздействует на давление воды в линии первого усиления. Его применение, в частности, позволило принять в гидравлическую систему импульс по мощности генератора и осуществить во время переходных процессов перерегулировку клапанов свежего пара для компенсации мощностью ц в д недостатка или избытка мощности, развиваемой проточной частью турбины после промежуточного перегрева.

Система регулирования турбоагрегата К-300-240 допускает дистанционное управление им и обеспечивает устойчивую работу турбоагре-

гата на всех режимах поддерживая частоту электрической сети в пределах заданной степени неравномерности 5%,

При снижении начального давления пара сверх 5% система регулирования давления поддерживает его в пределах степеней неравномерности, а затем (при 180 *ата*) полностью разгружает машину. Даже при полном сбросе нагрузки она не допускает срабатывания органов защиты и переводит турбину на холостой ход.

Система защиты, автоматика, контроля и сигнализации включает в себя большой комплекс устройств. Она предусматривает также возможность дальнейшего развития автоматизации блока котел — турбина вплоть до полностью автоматизированного управления им по заданной программе с помощью счетно решающих машин. Эта система кон-

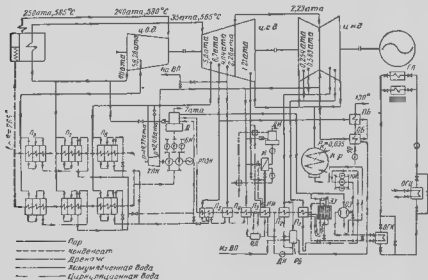


Рис. 5-6. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ХТГЗ К-300-240

тролирует 95 мест измерения давлений и 140 мест температур, 115 ключей управления, 30 других переменных величин (уровни, расходы, тепловое расширение, эксцентриситеты роторов, вибрация подшипников и т. п.), осуществляет 85 предупредительных и аварийных сигналов управляет дистанционно 74 задвижками и соленоидами и т. д.

Автоматические электронные регуляторы управляют уровнем конденсата в конденсаторе и в подогревателях, подачей пара на уплотнения турбины, температурой масла, идущего на смазку, и др.

Для турбоагрегата К-300-240 заводом разработан ряд весьма важных для эксплуатации показывающих и регистрирующих приборов и устройств, таких, как устройство непрерывного наблюдения и записи величины эксцентриситета ротора во всем диапазоне чисел оборотов турбины, дистанционное прослушивание машины, измерение, регистрация и сигнализация упорного давления на подшипниках, дистанционное управление валоповоротным устройством и ряд других. На дистанционном щите управления расположены отдельные группы органов управления сигнализации и контроля измерительные приборы, позволяющие одному машинисту управлять всем блоком.

Тепловая схема турбоустановки с развитой системой регенерации показана на рис 3 б. Отбираемый в восьми точках турбины пар подогревает питательную воду до температуры 263°С, два других отбора

пара обестуживают испарительную установку и обеспечивают восполнение утечек пара и конденсата в размере 2% максимального расхода пара через турбину, равного 890 т/ч. В схеме предусмотрена также бойлерная установка, в которой паром, отбираемым от турбины с общим количеством тепла 15 Мккал/ч, подогревается сетевая вода, идущая на нужды теплофикации. Гарантированный удельный расход тепла турбоустановкой К 300-240 при выключенных бойлерах и испарителях составляет 1830 ккал/квт·ч.

В табл. 5-2 приведены основные проектные характеристики подогревателей регенеративной системы. В ней приведена также характеристика конденсатора испарителя (КИ), так как в случае работы без испарителей он выполняет роль обычного подогревателя низкого давления, питаемая паром из седьмого отбора турбины с давлением 1,21 ата.

Таблица 5-2

Характеристики подогревателей турбоустановки ХТГЗ К-300-240

Характеристики	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	$\frac{Q}{G}$ ккал/кг	КИ
Расход воды т/ч	537,2	537,2	708,9	708,9	708,9	453,9	453,9	453,9	708,9
Давление воды (максимальное) ата	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	340	340	340	28,3
Температура пара °С	64	96	260	274	331	445	327,6	370	97,8
Температура воды при выходе °С	58,6	77,1	118,5	135,2	156,6	198,1	241,1	265,8	92,9
Расход греющего пара, т/ч	23,1	10,9	26,8	19,9	25,9	18,6	37,9	25,9	18,1

Регенеративная схема в отличие от турбоустановок ВКТ 100 и ПВК-150 предусматривает применение двух параллельно включенных по воде групп ПВД. Это позволяет при выходе из строя одной группы ПВД подогревать воду только в одной группе и не переходить на питание котла холодной водой. Такая схема, кроме того, позволяет уменьшить количество арматуры и применить групповую гидравлическую защиту, обеспечивающую отключение одной из групп ПВД по питательной воде в случае разрыва трубок в любом подогревателе группы и перепуск воды по обводным трубам мимо отключенной группы подогревателей.

Важной особенностью тепловой схемы является применение для привода питательного насоса паровой турбины, которая питается паром с давлением 15 ата отбираемым от основного турбоагрегата. Отработавший в турбине насоса пар частично поступает в теплообменные аппарат системы регенерации, частично же при давлении около 25 ата возвращается в главную турбину. Мощность, потребляемая питательным насосом, достигает настолько большой величины (около 10 Мвт), что приводная турбина может быть выполнена с достаточно высокой экономичностью. Вместе с тем наличие турбопривода позволяет вести эксплуатацию основного питательного насоса на различных числах оборотов, отвечающих оптимальной экономичности для каждого режима работы турбоустановки, и достигнуть, таким образом, некоторого повышения экономичности на частичных режимах, отклоняющихся от расчетного¹.

¹ По данным ЦКТИ [Л 48] эта схема привода питательного насоса дает снижение удельного расхода тепла по сравнению с электроприводом с постоянным числом оборотов около 0,5%.

Первый турбоагрегат К 300-240 изготовлен ХТГЗ в 1960 г. Предполагается, что уже в ближайшее время выпуск их достигнет значительных масштабов с тем, чтобы еще в текущем семилетии значительная доля электроэнергии вырабатывалась на станциях с этими весьма совершенными турбоустановками

5-2. ТУРБИНА ЛМЗ К-300-240

Первый однофазный паротурбинный агрегат мощностью 300 Мвт К-300-240 при 3 000 об/мин изготовлен ЛМЗ в 1960 г. Он рассчитан для работы в блоке с прямоточным котлом паропроизводительностью 960 т/ч при давлении свежего пара перед стопорным клапаном 240 атм и температуре 580°С; температура пара после промежуточного перегрева составит 565°С.

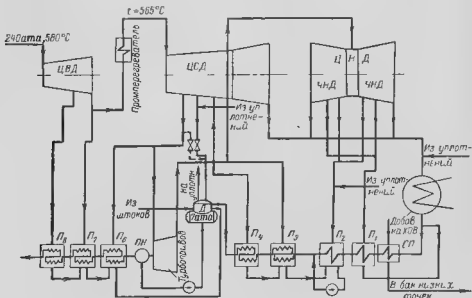


Рис. 5-7 Принципиальная схема регенерации турбоустановки ЛМЗ К-300-240.

Восемь регулируемых отборов пара предназначены для подогрева питательной воды в подогревателях и деаэраторе до температуры 265°С (рис. 5-7). После четырех подогревателей низкого давления, которые находятся под напором конденсатных насосов, питательная вода поступает в деаэратор повышенного давления. Подогреватель низкого давления № 4 имеет устройство для использования перегрева пара, а подогреватель № 3 снабжен выносным охладителем конденсата греющего пара. Подогреватели высокого давления скомпонованы в виде двух групп (по три подогревателя в каждой группе), включенных и по пару и по воде параллельно, каждый из них имеет встроенный охладитель конденсата греющего пара и устройства для снятия перегрева пара. Водяная сторона подогревателей рассчитана на полное давление, создаваемое питательным насосом с паровой турбиной в качестве привода, пар на эту турбину берется из шестого отбора (за 16-й ступенью), после нее частично возвращается в турбину за 24 ю ступень, а частично идет в подогреватель № 3. Технические характеристики подогревателей приведены в табл. 5-3.

Характеристики подогревателей турбоустановки ЛМЗ К-300-240

Характеристики	п и д №1	п и д №2	п и д №3	п и д №4
Тип подогревателя	ПН-400-1	ПН-400-2	ПН-400-3	ПН-400-4
Поверхность нагрева, m^2	400	400	400	400
Расход воды, m^3	560	550	714	714
Гидравлическое сопротивление, $m вод ст$	3,0	3,0	5,0	7,5

Продолжение табл. 5-3

Характеристики	п и д №6	п и д №7	п и д №8
Тип подогревателя	ПВ 450 340	ПВ 600 340	ПВ 450 340
Поверхность нагрева, m^2	450	600	450
Расход воды, m^3	950	950	950
Гидравлическое сопротивление, $m вод ст$		120	

Помимо регенеративных отборов, в турбине предусмотрены отборы пара на подогрев воздуха для котла в количестве 30 $t/ч$, а также для подогрева сетевой воды с выдачей 15 $Mkкал/ч$.

Двухходовой конденсатор типа 300 КЦС-1 выполнен в одном корпусе, который присоединяется к трем выхлопным частям турбины, в нем имеются два трубных пучка. Корпус конденсатора состоит из 20 частей, которые собираются и свариваются вместе на монтажной площадке. У трубных досок конденсатора устроены специальные отсеки, в которых вследствие возможных протечек циркуляционной воды через неплотности соединения трубок с доской должен скапливаться засоленный конденсат, отсасываемый на обессоливающую установку.

Конденсатор имеет устройство для приема пара после быстрого ствующей редукционно-охлаждающей установки в количестве 500 $t/ч$, которые сбрасываются из котла во время растопки, а также в случае аварийного сброса нагрузки. Для охлаждения сбрасываемого пара подводится конденсат из напорной линии конденсатных насосов.

Основные характеристики конденсатора типа 300-КЦС-1 следующие

Поверхность охлаждения	15 400 m^2
Количество конденсируемого пара	570 m^3
Давление пара у фланца конденсатора	0,035 $ата$
Удельная паровая нагрузка	37 $кг м^2 ч$
Количество охлаждающей воды	36 000 $m^3/ч$
Температура охлаждающей воды	12° C
Гидравлическое сопротивление	4 $m вод ст$
Число трубок	19 600 шт
Диаметр трубок	28/26 $мм$
Активная длина трубок	8,9 $м$
Материал трубок	МНЖ-5-1

Под трубной системой конденсатора устанавливаются два бака деаэрационного устройства, обеспечивающие деаэрацию конденсата с помощью барботажа. Деаэрирующее устройство питается дросселированным паром с давлением 1,2 $ата$ из линии шестого отбора от турбины.

Продольный разрез турбоагрегата ЛМЗ К 300 240 представлен на рис 5-8 (см. вклейку). Турбина состоит из трех цилиндров с тремя выхлопами в один конденсатор. Свежий пар поступает к двум стопорным разгруженным клапанам диаметром 200 мм. Эти клапаны, а также семь регулирующих неразгруженных клапанов расположены вне машины по обеим сторонам ц. в. д. Три сопловых коробки из четырех обслуживаются каждая одним клапаном диаметром 75 мм и одним клапаном диаметром 120 мм, так что меньший из них является разгрузочным для большего. Четвертая сопловая коробка снабжается паром от одного клапана диаметром 120 мм.

По четырем паровпускным патрубкам, расположенным в середине ц. в. д. (два из них в верхней, а два — в нижней половине корпуса), пар поступает к сопловым коробкам. Эти патрубки соединяются с внешним корпусом ц. в. д. сварным швом, а с сопловыми коробками, вваренными в горловину внутреннего корпуса, — при помощи уплотнительных колец. Корпуса клапанов и сопловых коробок, а также паровпускные клапаны изготовлены из модифицированной нержавеющей стали марки 15Х1МФБЛ.

Пройдя левую группу ступеней ц. в. д., состоящую из одноступенчатого регулирующего колеса и 5 ступеней давления и расположенную во внутреннем корпусе, пар совершает поворот на угол 180° и направляется в правую группу из 6 ступеней. Таким образом, ц. в. д. в турбине К-300-240 выполнен в отличие от прежних конструкций ЛМЗ противоточным. По мнению завода, поворот пара на угол 180° дает возможность осуществить более быстрый прогрев цилиндра при пуске и охлаждение более холодным паром внутреннего цилиндра и паровпускных патрубков — при работе турбины.

После ц. в. д. пар отводится к промежуточному пароперегревателю котла и оттуда с давлением 36 атм и температурой 565°C подходит к стопорным и отсечным клапанам ц. с. д. Оба эти клапана установлены в одном корпусе и имеют одно общее седло. Два таких корпуса стопорных и отсечных клапанов расположены по обе стороны ц. с. д. и присоединяются к нижней его половине болтами.

В цилиндре среднего давления пар движется в одном направлении и проходит сначала 12 ступеней части среднего давления, после чего при давлении 22 атм поток пара разветвляется $\frac{2}{3}$ его перепускаются в ц. н. д., а $\frac{1}{3}$ проходит через 5 ступеней низкого давления ц. с. д. и затем поступает в конденсатор.

Перепуск пара в ц. н. д. осуществляется по двум трубам диаметром 1050 мм, которые, в отличие от прежних конструкций, расположены на уровне пола машинного зала по обе стороны турбины.

В каждом потоке двухпоточного ц. н. д. имеется по 5 ступеней давления, пройдя которые пар поступает в конденсатор, присоединяемый к выхлопным патрубкам ц. н. д. и ц. с. д. при помощи сварки.

Роторы ц. в. д. с его 12 дисками и ц. с. д. — с 12 дисками части среднего давления откованы из стали марки Р-2, из этой же стали изготовлен вал ц. н. д. Пять дисков каждого из трех потоков низкого давления, выполненные из хромоникельмолибденовой стали, насадные.

Так же как и в машине ПВК-200, роторы высокого и среднего давления соединяются жесткой муфтой и имеют один общий средний подшипник. Этот подшипник является комбинированным опорно-упорным; других упорных подшипников машина не имеет.

Опорные подшипники с цилиндрическими вкладышами имеют обычную конструкцию ЛМЗ. В корпусах подшипников турбоагрегата предусмотрены резервные емкости, которые наполняются маслом при нормальной работе турбины. Эти емкости обеспечивают подшипники маслом на режимах переключения электронасосов смазки. Как показали исследования ВТИ, масла, содержащегося в таких емкостях, оказывается

достаточно, чтобы поддержать безаварийную работу подшипников в случае внезапной остановки турбины с отключением масляных электронасосов

Ротор низкого давления соединен с ротором среднего давления двухвальной полугибкой, а с ротором электрогенератора жесткой фланцевой муфтами

Все три ротора турбоагрегата гибкие их критические числа оборотов отдельно для каждого ротора составляют: в ц. в. д. 1680, в ц. с. д. 1610 и в ц. н. д. 1854 об/мин Система роторов турбины без учета ротора генератора имеет первые критические числа оборотов 1960, 1913 и 2079 об/мин.

В конструкции проточной части машины применены все новые решения и улучшения, описанные ранее. Несколько изменена конструкция уплотняющих устройств в ступенях давления, работающих в плотном паре. Как уже указывалось (рис. 3-14), в турбинах ВК-100-6 и ПВК-200 усики радиальных уплотнений над бандажами рабочих лопаток были установлены в специальных козырьках, приваренных к диафрагмам. Опыт эксплуатации машин ЛМЗ с такой конструкцией уплотнений показал, что в некоторых случаях при за-

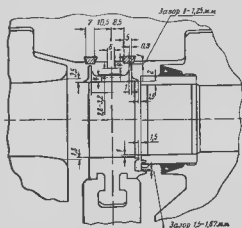


Рис. 5-2. Конструкция элемента проточной части цилиндра высокого давления турбины ЛМЗ К-300-240

девании усики уплотнений прорезали бандажную ленту рабочих лопаток¹. Это обстоятельство вызвало необходимость существенно увеличить зазоры между бандажом и усиками и привело к уменьшению экономичности работы уплотнений. В турбине К-300-240 применена другая, более надежная, по мнению завода, конструкция радиального уплотнения по бандажу рабочих лопаток. На рис. 5-9 видно, что в этой конструкции усики выполнены на бандаже, а в корпусе машины, в местах возможного соприкосновения усиков и корпуса, вставлены куски из железа Армко, легированного хромом. Устроено также радиальное уплотнение зазора у корня рабочих лопаток при помощи усика, закатанного в нижнюю бандажную ленту лопаточного аппарата сварных диафрагм.

Выполнение агрегата мощностью 300 Мвт в трех цилиндрах оказывается возможным благодаря новым достижениям в области последних ступеней.

Заводом для машины К-300-240 создана последняя ступень с лопаткой длиной 960 мм при среднем диаметре 2480 мм. Три такие ступени обеспечивают площадь выхода $7,48 \cdot 3 = 22,44 \text{ м}^2$, что позволяет хорошо использовать глубокий вакуум ($p_n = 0,035 \text{ атм}$).

Профили направляющих и рабочих решеток двух последних ступеней были исследованы и разработаны совместно с кафедрой паровых и газовых турбин МЭИ. Исследования проводились в лабораториях ЛМЗ, ЦКТИ и МЭИ, причем в последней ряд сечений испытывался до $M = 1,4 - 1,6$. В отличие от предыдущих турбин ЛМЗ, где соловые лопатки низкого давления изготавливались штампованными листовыми, в последней

¹ В аналогичных конструкциях ХТГЗ эти явления до последнего времени не наблюдались.

ступени турбины К 300 240 установлены течеиспытательные профили изготовленные на копировальных станках

Максимальные суммарные напряжения в лопатке достигают $4\ 300\ \text{кг/см}^2$; для лопаток из обычной нержавеющей стали такие напряжения недопустимы. Поэтому лопатка выполнена из упрочненной хромистой нержавеющей стали с добавкой молибдена и ванадия марки 15Х11МФ.

Проволочные связи ввиду значительных напряжений в них изготовляются из титанового сплава, который при весьма высокой прочности, превышающей прочность нержавеющей стали, имеет почти вдвое меньший удельный вес, а следовательно, и соответственно меньшие нагрузки от центробежных сил. Конструкция проволочных связей аналогична описанной выше для последних ступеней турбины ПВК 200 — это замкнутое на круг скрепление демпферной (неприпаянной) проволокой составлено из двух половин при вертикальном разрезе. Ликвидируя наиболее

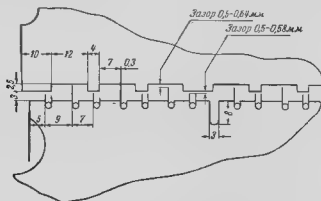


Рис. 5-10. Переднее уплотнение цилиндра высокого давления ЛМЗ турбины К-300-240.

опасные колебания первого тона в тангенциальном направлении, такое демпфирование способствует, по-видимому, уменьшению амплитуд и других типов вибрации.

Все диафрагмы ц. в. д. и части среднего давления ц. с. д. выполнены стальными сварными, диафрагмы всех трех потоков низкого давления — литые чугунные. Узкие лопатки применены во всех диафрагмах ц. в. д., кроме трех последних, расположенных в последней обойме цилиндра.

Уплотнение всех диафрагм ц. в. д., ц. с. д. и ц. н. д., заднее концевое уплотнение ц. с. д., а также концевые уплотнения ц. н. д. выполнены так же, как и на машине ПВК-200 в виде подвижных уплотнительных колец, набираемых из сегментов и вставленных в неподвижные элементы турбины. Для концевых и средних уплотнений ц. в. д., а также перетяжек концевых уплотнений ц. с. д. принята конструкция отличная от ранее применявшихся. В этой конструкции усики закатываются в канавки ротора, а на неподвижных обоймах протачиваются пазы так, что в обойме образуется гребенка (рис. 5-10). Такого рода лабиринтовые уплотнения способствуют снижению уровня нагрева ротора при задевании усиков о неподвижные части, а следовательно и уменьшают возможность его искривления. Проверка в эксплуатационных условиях покажет, насколько эффективно преимущество такой конструкции и окупает ли оно некоторые недостатки ее (легкая повреждаемость, малые жесткость и прочность усиков и др.).

Концевые уплотнения роторов турбины выполнены без камеников, с автоматическим поддержанием избыточного давления пара в раздаю-

шем коллекторе и в предпоследних камерах уплотнений, а также небольшого вакуума в их последних камерах

Цилиндр высокого давления турбоагрегата имеет два корпуса внутренний и внешний. Оба корпуса имеют горизонтальный разъем. Такая конструкция заволом ранее применялась только в турбине СВК 150, а в машине ПВК-200 корпус, как мы видели, одипарный. Облегченные условия работы внешнего корпуса весьма большого размера позволили отлить его из ранее применявшейся стали марки 15Х1М1ФЛ, из вновь разработанной более жаропрочной нержавеющей стали марки 15Х1МФБЛ отливается только небольшой внутренний корпус

Так же как и в машинах ПВК 200 и ВК 100 Б, фланцы горизонтального фазьема внешнего корпуса ц в д турбоагрегата К-300 240 могут для сокращения времени прогрета машины обогреваться дросселированным свежим паром с помощью специального устройства

Корпус ц.с.д. состоит из трех частей, часть в которой расположены 12 ступеней среднего давления, отливается из жаропрочной стали марки 15Х1М1ФЛ, первый поток низкого давления расположен в корпусе, сваренном из углеродистой стали, которая соединяется с первой частью корпуса ц.с.д. с помощью литой промежуточной части. Сварной корпус цилиндра низкого давления в центральной части подвода пара от ц.с.д. двойной. Формы выхлопных частей близки к тому, что было выполнено для машины ПВК-200, с учетом, однако, отсутствия в турбоагрегате К-300 240 второго потока от верхнего яруса ступени Баумана

В среднюю часть ц.н.д. подводится вода под напором конденсатных насосов к форсункам, которые автоматически включаются в действие на режимах, вызывающих ненормальный нагрев корпуса ц.н.д. (работа на матах нагрузках и др.) Форсунки получают импульс на включение по температуре нижней части выхлопа, когда она достигает 80° С

Неподвижная точка турбины расположена на боковых рамах задней части ц.н.д., и расширение турбоагрегата происходит в сторону переднего подшипника

Общий вес турбины без конденсатора составляет 690 т. Длина турбины 21,3 м, а вместе с генератором 36,5 м, турбоагрегат размещается поперек машинного зала с шириной пролета 45 м

В системе регулирования, схема которого представлена на рис. 5-11 (см. вклейку), регулирующие клапаны ц.в.д. и ц.с.д. имеют индивидуальные гидравлические сервомоторы одностороннего наполнения. Все сервомоторы находятся под управлением бесшарнирного всережимного центрального регулятора скорости и электрогидравлического преобразователя, который находится под воздействием датчика электрической нагрузки и датчика давления пара после промежуточного перегрева. Кроме того, на регулирующие клапаны воздействуют датчик ускорения ротора при сбросе электрической нагрузки, а также датчик давления пара в котле и вакуума в конденсаторе, разгружающие турбину при падении давления свежего пара и возрастании давления в конденсаторе

Механизм управления регулятора скорости приводится как от руки, так и дистанционно - через электродвигатель постоянного тока; он используется для изменения числа оборотов турбины при ее пуске, для изменения нагрузки, а также для зарядки золотников регулятора безопасности и открытия стопорных и регулирующих клапанов ц.в.д. и ц.с.д.

Для защиты турбоагрегата от недопустимого возрастания числа оборотов имеются два центробежных регулятора безопасности, которые срабатывают при достижении числа оборотов, на 11-12% превышающего нормальное, и прекращают доступ пара через стопорные и регулирующие клапаны ц.в.д. и ц.с.д.

Турбина снабжена электромагнитным выключателем при срабатывании которого также закрываются стопорные и регулирующие клапаны в д и с д. Это происходит при осевом сдвиге ротора сверх установленной величины, падении вакуума ниже 540 мм рт. ст. а также при падении давления в системе смазки турбины до 0,3 кг/см².

В качестве рабочей жидкости для гидравлических устройств системы регулирования применяется огнестойкое масло «Ивисоль» ВТИ с высокой температурой вспышки при давлении 45 кг/см². Некоторая токсичность этого масла требует обеспечения мер техники безопасности.

Подача огнестойкой жидкости производится двумя насосами производительностью по 600 л/мин, второй из которых является резервным. Кроме того устанавливается один насос с электродвигателем постоянного тока втрое меньшей производительности, питающийся током от аккумуляторной батареи, который предназначен для кратковременной работы (около 30 сек) в случае отключения напряжения переменного тока собственных нужд станции.

Охлаждатели огнестойкой жидкости включены до насосов и встроены в бак, они охлаждаются водой из циркуляционной системы.

В системе смазки сохранено обычное турбинное масло, подаваемое электронасосом производительностью 400 м³/ч. Другой такой же насос является резервным, кроме того, устанавливаются два аварийных насоса с электродвигателями постоянного тока производительностью по 250 м³/ч, которые питаются от разных аккумуляторных батарей. Таким образом, в турбоагрегате К-300-240 насос системы смазки снят с вала турбины и переведен на электропривод.

Система контроля, сигнализации и управления турбиной К-300-240 предусматривает установку всей аппаратуры и приборов на блочном щите; они позволяют машинисту производить пуск, остановку и эксплуатацию блока со щита. При этом, несмотря на значительный рост мощности турбоагрегата по сравнению с ранее выпускавшимися, число приборов на щите машиниста уменьшено за счет автоматического воздействия многих контролируемых величин. Широкое применение в турбоагрегате К-300-240 нашли электронные регуляторы уровней давления, электронные следящие системы и т. п., что облегчит условия эксплуатации турбины и позволит вести работу оборудования на наиболее экономичных режимах.

Многочисленные меры повышения экономичности турбоустановки К-300-240 и в первую очередь применение сверхкритических параметров пара приводят к значительному уменьшению удельных расходов тепла. В табл. 5-4 приведены гарантийные расходы тепла турбоустановкой на

Таблица 5-4
Показатели экономичности турбоустановки ЛМЗ К-300-240

Мощность на валу генератора Мвт	Коэффициент полезного действия генератора %	Расход пара т/ч	Потери давления между ц в д и ц г д, атм	Температура пара на входе в ц в д и после пром. перегрева °С	Температура питательной воды °С	Удельный расход тепла ккал/квт ч
300	98,80	880	4,0	565	265	1830
250	98,80	712	2,7	565	252	1860
200	98,78	565	1,7	565	239	1890

различных режимах, которые завод гарантирует с допуском 3%. Как видно из этой таблицы, удельный расход тепла на номинальном режиме составляет 1830 ккал/квт ч, что на 8,5% меньше, чем в турбоустановке ПВК-200.

Такая высокая экономичность при прочих больших преимуществах турбоагрегата К-300-240 ставит его в число наиболее совершенных машин современного турбостроения.

ц в д), а также то, что элементы сверхвысокого давления особенно ротор и внутренний цилиндр, изготавливаемые из сталей аустенитного класса, должны иметь возможно меньшие размеры¹. В результате конструктивных проработок были приняты параметры пара за ц с в. д 162 ата и 550°С. Высокие параметры пара между цилиндрами усложнили проблему уплотнения валов турбины, однако потери с утечками пара через концевые уплотнения доведены до обычных величин.

Оптимальные параметры пара после промежуточного перегрева установлены расчетом и приняты 100 ата и 565°С при постоянном состоянии пара на выходе из турбины 31 ата и 410°С. При осуществлении перегрева пара после турбины, т. е. при давлении 31 ата, до температуры 410°С удельный расход тепла увеличился бы на 3%.

Выбранное давление промежуточного перегрева (100 ата) в свою очередь определило конструкцию ц в д, где вывод пара к промперегреву и возврат его в турбину осуществлены посередине корпуса ц в д. Такая конструкция цилиндра представляет собой повторение решения, принятого заводом в турбине ПВК-150.

Как указывалось выше, паровая турбина СКР-100 создается как опытно-промышленный образец, поэтому первый цилиндр турбины — цилиндр сверхвысокого давления, в котором будут решаться новые проблемы, запроектирован в двух исполнениях. Оба варианта ц с в д взаимно заменимы на опорах турбины при одном и том же втором цилиндре турбины — цилиндре высокого давления.

В первом варианте ц с в д (аустенитном) максимально использовались жаропрочные свойства новых высоколегированных марок сталей и сплавов. В другом ц с в д (охлаждаемом) применены такие новые конструктивные решения, что число деталей из аустенитных материалов, а также их вес весьма незначительны.

Так как турбина СКР-100 выполняется как опытный образец, в ее конструкции учтена необходимость частых вскрытий для контроля проточной части, ввиду этого, в частности, наружные корпуса ц с в. д в обоих вариантах (а также и ц в д) запроектированы с горизонтальным разъемом. Применение в этом случае корпусов цилиндров с вертикальным разъемом (без горизонтального) потребовало бы при каждой ревизии проточной части демонтажа ц с в д с фундамента.

В тепловой схеме установки предусмотрены две параллельные группы подогревателей высокого давления, по два в каждой группе, питающихся паром из отбора ц в д с давлением 58,2 ата и из выхода турбины — с давлением 31 ата, они находятся по водяной стороне под полным напором питательных насосов (390 ата). Во всасывающую линию насосов питательная вода с температурой 158°С поступает из деаэраторов с давлением 6 ата и в подогревателях высокого давления подогревается до температуры 277°С. Подогреватели имеют встроенные охладители пара и охладители дренажа.

Для определения экономичности установки была просчитана тепловая схема ТРЭС с суммарной мощностью надстраиваемых турбин 123 Мвт и с предвключенной турбиной СКР-100. При этом было принято, что противодавление конденсационных турбин равно 0,035 ата а их внутренний к. п. д. 85,3%. В этих условиях расчетный удельный расход тепла всей установки, отнесенный к мощности на клеммах генераторов, равен 1910 ккал/квт·ч.

На рис. 61 (см. вклейку) представлен продольный разрез машины СКР-100 с аустенитным ц с в д. Как видно из рисунка, турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат с паровыми потоками в цилиндрах, направленными в противоположные стороны.

¹ Размеры заготовок для деталей из аустенитных сталей ограничиваются техническими возможностями изготовления на металлургических заводах.

Свежий пар подается от котла по восьми трубам диаметром 133 мм к четырем блокам стопорных и регулирующих клапанов дроссельного парораспределения, все регулирующие клапаны одновременно подают пар к соплам машины по четырем трубам. Каждая пара стопорных и дроссельных клапанов размещена в одном корпусе, состоящем из двух сваренных между собой частей. Корпусы клапанов, их крышки и детали крепежа изготовлены из аустенитной стали марки ЭИ-612.

Как стопорные, так и дроссельные клапаны выполнены односедельными без разгрузки и без вставных седел, посадочные поверхности и диффузор изготовлены непосредственно в корпусе клапанов, а на уплотняющих поверхностях произведена наплавка стеллитовых поясков. С целью предохранения штоков клапанов от заедания в направляющих втулках штоки и втулки подвергаются специальной термомеханической обработке.

Управление клапанами осуществляется индивидуальными сервомоторами одностороннего наполнения.

Особая конструкция подвески блоков клапанов способствует максимальному снижению напряжений в перепускных трубах при температурных расширениях агрегата.

Пройдя ступени ц в. д., пар при давлении 162 ата и температуре 550°С направляется по двум ресиверам диаметром 219 мм в верхнюю и нижнюю половины корпуса ц в. д. В сопловую камеру 1-й ступени ц в. д. пар поступает через два паровпускных патрубка такой же конструкции, как и паровпускные патрубки, выполненные для предыдущего цилиндра.

Проточная часть ц в. д. состоит из 10 активных ступеней, первые 3 из которых размещены во внутреннем корпусе, отлитом из стали марки 15Х1М1ФЛ. Из камеры 3-й ступени пар с параметрами 100 ата и 477°С по двум трубам размером 325×16 мм направляется к промежуточному пароперегревателю котла. После перегрева пар с температурой 565°С по двум трубам 377×16 мм возвращается к двум защитным клапанам промежуточного перегрева, установленным по бокам турбины.

Защитные клапаны промежуточного перегрева совмещают в себе функции регулирующего и стопорного клапанов, они имеют независимые приводы и находятся под управлением и системы регулирования и системы защиты. При сбросах нагрузки клапаны свежего пара и промежуточного перегрева закрываются, а пар через быстродействующую редукционно-охладительную установку сбрасывается в магистраль с давлением 30 ата.

От каждого защитного клапана пар по двум паровпускным патрубкам подводится к пароприемной камере 4-й ступени. После расширения в остальных 7 ступенях до давления 31 ата и температуры 410°С пар выходит из турбины по двум трубам 462×11 мм. Отборы пара на регенерацию осуществлены за 6-й и 10-й ступенями.

Для образования камер отвода и подвода пар промперегрева между 3-й и 4-й ступенями установлена разделительная диафрагма. Эта диафрагма откована из стали марки ЭИ-415 и рассчитана на удельную паровую нагрузку 70 кг/см² т. е. на полный перепад давления пара в камере 3-й ступени и в выходе турбины. В таких условиях промежуточная диафрагма может оказаться при полном сбросе нагрузки или при нарушении нормальной работы органов регулирования.

Паровпускные патрубки и корпус турбины в районе приемной камеры 4-й ступени, а также разделительная диафрагма защищены специальной системой экранов. В зазорах между экранами и корпусом протекает относительно холодный пар, подведенный из камеры 3-й ступени. Благодаря этим мероприятиям температура металла корпуса будет не более 520°С, что позволяет отлить его из дешевой стали марки 20ХМФ-Л.

Ротор ц в д откован из стали марки ЭИ 415. Валоповоротное устройство турбины установлено на крышке заднего стула. Оно обеспечивает вращение ротора турбоагрегата со скоростью 47 об/мин. Такая относительно высокая скорость вращения ротора от валоповоротного устройства имеет ряд преимуществ в эксплуатации, поскольку при этом уменьшается перемешивание застойных объемов пара (воздуха) в турбине, что способствует выравниванию температурных полей ротора и статора при остывании и прогреве агрегата, кроме того, это улучшает условия жидкостного трения в подшипниках при вращении турбоагрегата от валоповоротного устройства.

Корпусы ц с в. д. и ц в. д. опираются лапами верхних половин на ступица подшипников, причем нижние половины корпусов подвешены к верхним половинам. Такое выполнение опор корпусов (в плоскости горизонтального разреза турбины) благоприятствует сохранению при изменении режима работы турбины центров валов относительно корпусов цилиндров. Связь цилиндров со ступицами в осевом направлении осуществлена при помощи поперечных выступов на лапах нижних половин корпусов, пригнанных в соответствующие пазы ступиц. В случае всаждения турбины необходимо предварительно подкладывать под нижние тапы специальные прокладки. Связь цилиндров со ступицами в поперечном направлении обеспечивается вертикальными шпонками. Неподвижная точка расположена в заднем стуле турбины.

Роторы ц с в. д. и ц в. д. соединены между собой жесткими муфтами, такое же соединение осуществлено между роторами турбины и генератора. Каждый ротор опирается на два вкладыша с шаровыми опорами. Единственный упорный подшипник с самоустанавливающимися коготками, по конструкции аналогичный принятой в турбоагрегате ХТГЗ К-300-240, размещается в среднем стуле агрегата. Упорный гребень откован заодно с ротором ц в д.

Концевые уплотнения турбины выполнены без каминов. Предпоследние по ходу пара камеры уплотнений подключены к коллектору, где автоматически поддерживается давление пара 1,7 ата. Из крайних камер паровоздушная смесь отсасывается эжектором, который также автоматически поддерживает в них давление 0,97—0,98 ата. Пар из отсосов концевых уплотнений турбины давлением 31 ата отводится в линию выхлопа, из камер с отсосом 6,5 ата пар направляется в деаэратор с давлением 6,5 ата, а отсосы с давлением 1,6 ата поступают в специальный конденсатор пара.

На рис. 6-2 (см. вклейку) показана схема гидродинамического регулирования и защиты турбины. В качестве рабочих жидкостей применяются масло и вода. В тех механизмах системы, которые расположены в стуле переднего подшипника (к ним относятся импульсная часть системы регулирования и некоторая часть системы защиты), рабочим веществом служит масло, а в механизмах, расположенных вне стула (сюда относятся усилительные и исполнительные механизмы системы регулирования и остальная часть системы защиты), — вода. Импульсы из масляной части схемы в ее водяную часть передаются при помощи специальных разделителей. Благодаря применению воды во всех внешних механизмах и трубопроводах системы регулирования и защиты значительно повышается пожаробезопасность турбоагрегата.

Вода в систему регулирования поступает из питательной системы котлов с давлением 40 кг/см^2 и с таким давлением используется в качестве силовой жидкости для перемещения поршней сервомоторов. Слив воды из системы регулирования направляется в деаэратор с давлением 1,6 ата, а также в резервуар с атмосферным давлением. На входе в систему регулирования давление воды поддерживается равным 12 кг/см^2 при помощи специального регулятора.

В системе имеются регулятор скорости поршневого типа и регулятор давления мембранно-ленточного типа. По условиям работы блока котел турбина в диапазоне нагрузок до 75% полной системой управляет регулятор давления который поддерживает давление за котлом 234 ата с неравномерностью 10%. При нагрузках выше 75% полной дроссельные клапаны открываются полностью и изменение мощности блока осуществляется за счет изменения давления пара перед турбиной, всецело определяемого условиями работы котла.

На всех диапазонах нагрузок регулятор скорости в работе системы не участвует, находясь на режиме ограничения. Регулятор скорости вступает в работу лишь при резких сбросах нагрузки, прикрывая при этом дроссельные клапаны турбины; он работает также при пуске и синхронизации турбины. В качестве импульсного датчика для регулятора скорости применяется импеллер, заблокированный с главным масляным насосом.

Система защиты предохраняет турбоагрегат от недопустимых значений повышения числа оборотов ротора, осевого смещения ротора, падения давления в системе смазки, падения давления за турбиной.

Защита от повышения числа оборотов осуществляется при помощи двух механических кольцевых автоматов безопасности, которые срабатывают при достижении ротором 3360 об/мин. В системе предусмотрена возможность периодической проверки автоматов на работающей машине как при помощи подачи масла на котлы так и при помощи повышения числа оборотов. Восстанавливающее число оборотов автомата безопасности составляет около 3050 об/мин.

Реле осевого сдвига имеет датчик индукционного типа, действующий через систему усилений на электромагнит защитного механизма.

Защита от недопустимого падения давления в системе смазки осуществляется при помощи выключателей поршневого типа, которые срабатывают при давлении масла ниже 1,1 и 0,9 кг/см².

Предохранительные автоматические устройства действуют на систему регулирования и систему защиты, и при срабатывании любого из них закрываются стопорные и дроссельные клапаны свежего пара, а также защитные клапаны на линии промперегрева. Кроме того, предусмотрено автоматическое выключение клапанов подающих воду в парохладители системы охлаждения ц.с.в.д. при отключении подвода свежего пара в турбину.

В системе предусмотрена возможность переноса расхаживания стопорных и дроссельных клапанов на полную величину их хода. Расхаживание может производиться при работе турбины под нагрузкой без значительного снижения мощности.

Маслоснабжение турбоагрегата осуществляется главным масляным насосом центробежного типа, присоединенным зубчатой муфтой к ротору турбины. В одном корпусе с главным масляным насосом заблокирован импеллер, нагнетающий масло в импульсную систему регулирования.

К всасывающему патрубку главного насоса присоединен напорный патрубок инжектора. Он обеспечивает постоянный напор на всасывании насоса, равный 0,3-0,5 кг/см². Главный масляный насос нагнетает масло с давлением 15 кг/см² в систему регулирования и через инжектор с давлением 1,7 кг/см² в систему смазки. Всасывающий патрубок импеллера соединен с маслопроводом системы смазки.

При пуске маслоснабжение турбоагрегата производится вспомогательным насосом высокого давления (с электроприводом переменного тока) с напором 15,7 кг/см² и производительностью 200 м³/ч. При давлении масла после маслоохладителей ниже 1,1 кг/см² автоматически включается резервный электромагистный насос низкого давления с при

волом переменного тока производительностью 216 м³/ч и напором 48 мм вод ст. При дальнейшем снижении давления масла ниже 0,9 кг/см² автоматически включается в работу аварийный электромасляный насос низкого давления с приводом постоянного тока от аккумуляторной батареи.

Во время остановки турбины или при включении ватоповоротного устройства включается резервный электронасос низкого давления.

Масляная система снабжена тремя параллельно включенными вертикальными маслоохладителями, до маслоохладителя включены два комплекта масляных фильтров. Рабочая емкость масляного бака равна 20 м³.

В целях повышения пожаробезопасности вся система маслопроводов после монтажа и ремонта турбины подвергается гидравлическому испытанию двойным рабочим давлением, для гидравлического испытания маслом специально приспособлен вспомогательный электронасос высокого давления.

6-2 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ АУСТЕНИТНОГО ВАРИАНТА ЦИЛИНДРА СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ СКР-100 *

Цилиндр сверхвысокого давления (ц. с. в. д.) в этом варианте имеет активную проточную часть с 8 ступенями давления. Корпус цилиндра двойной, регулирующие и дроссельные клапаны подают пар в сопловые камеры 1-й ступени, выполненные непосредственно в корпусе внутреннего цилиндра.

Внутренний корпус не имеет горизонтального разъема, что позволило существенно уменьшить общие размеры ц. с. в. д., а также довести толщину стенки наружного корпуса до приемлемой величины (230 мм). Внутренний корпус опирается на наружный в плоскости разъема, вертикальные шпонки фиксируют его в поперечном направлении. Неподвижная точка связи внутреннего и наружного корпусов находится в плоскости осей патрубков подвода пара к сопловой камере 1-й ступени.

Внутренний безразъемный корпус подвержен воздействию пара с температурой 650° С; поэтому он изготавливается из жаропрочной стали аустенитного класса марки ЭИ 612. Так как производство крупных поковок из этой стали пока не освоено, корпус внутреннего цилиндра выполняется из четырех колец, сваренных между собой круговыми швами размером 60-80 мм.

Сварной сопловый аппарат 1-й ступени ц. с. в. д. выполнен в виде цельного кольца и крепится во внутреннем цилиндре штыковым затвором. Паровая плотность такого крепления достигается применением гибких уплотнительных колец из стали марки ЭИ 612.

Кованые стальные диафрагмы из двух половин скреплены в горизонтальном разъеме специальными шпильками, они упираются одна в другую и в осевом направлении удерживаются гайкой корпуса внутреннего цилиндра. Между собой диафрагмы связаны Г-образными захватами. В остальном конструкция их не отличается от обычных сварных диафрагм ХТГЗ с узкими направляющими лопатками. Все детали диафрагм выполнены из стали марки ЭИ-612.

Концевые уплотнения внутреннего корпуса — радиального типа. Подвижные диски его имеют свободную посадку на валу и фиксируются тремя шпонками, торцы дисков уплотнены гибкими кольцами.

Наружный корпус ц. с. в. д. отлит из серлитной стали марки 15Х1М1ФЛ. Впускные трубы свежего пара из стали марки ЭИ 612 приварены к корпусу наружного цилиндра при помощи специальных переходных колец, толкостенный конец впускных труб имеет подвижное соединение с сопловыми камерами внутреннего цилиндра и уплотнен поршневыми кольцами.

Фланцы горизонтального разъема паружного корпуса достигают высоты 550 мм (на каждой половине), для достижения плотности этого соединения шпильки, изготовленные из никелевого сплава ЭИ 765, выполняются диаметром 140 мм.

Концевые уплотнения паружного корпуса а также уплотнения диафрагм обычной заводской конструкции, в сегменты, заходящие в статор, зачеканены гребни из аустенитной стали марки 1Х18Н9Т.

При выборе марки стали для ротора ц с в д, который подвержен воздействию пара с температурой 630° С, были рассмотрены жаропрочные стали аустенитного класса марок ЭИ-612, ЭИ-572 и ЭИ 726. По требованиям жаропрочности этим условиям больше всех удовлетворяла бы сталь марки ЭИ-612, однако, как уже указывалось выше, заводы-изготовители в настоящее время не могут еще изготовить столь крупные поковки из стали этой марки. От применения стали марки ЭИ 572 вынуждены были отказаться вследствие недостаточной стабильности этой стали.

Для ротора ц с в д была принята сталь марки ЭИ-726. Выбор этой стали основывается на проведенных заводом исследованиях опытнойковки ротора весом около 8000 кг, а также других поковок, откованных Ново Краматорским машиностроительным заводом (НКМЗ). Исследования показали что в опытном роторе, откованном из слитка весом 13300 кг, несмотря на некоторую неоднородность механических свойств и макроструктуры в различных местах поковки характеристика жаропрочности материала при 630° С удовлетворительна. Эта сталь обладает также стабильностью свойств в процессе длительной эксплуатации при этой температуре. Неблагоприятным свойством этой стали является недостаточно высокий предел текучести при комнатной температуре.

Штатный ротор ц с в д откован на НКМЗ из слитка весом 13,5 т. Вес ротора в ободранном виде равен 3,5 т.

Для обеспечения надежной работы подшипников в местах шеек ротора насажены втулки из стали марки ЭИ-415, полумуфта ротора выполнена насадной.

Выход пара из ц с в д и ц в д осуществляется двумя патрубками расположенными в конце цилиндра в стороне противоположной входу пара. Для защиты паровпускных патрубков наружного цилиндра ц с в д, переходных котец и сварных швов от теплоизлучения паровпускных труб, нагретых до температуры 650° С, между внутренними трубами и наружным корпусом ц с в д размещены защитные экраны. Аналогичные экраны охватывают снаружи внутренний корпус.

Часть выхлопного пара ц с в д отводится через специальные камеры, приваренные к паровпускным патрубкам непосредственно в ц в д. Проходя между экранами и стенками паружного корпуса, выхлопной пар охлаждает его. Это мероприятие призвано также ускорить прогрев турбины при пусках.

Сборка проточной части во внутреннем цилиндре последовательно осевая и производится на специальном стенде. После сборки ротор с закрепленным на нем корпусом внутреннего цилиндра монтируется в нижней половине наружного корпуса. В остальном сборка ц с в д не отличается от сборки типовых турбин ХТГЗ.

6-3. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ОХЛАЖДАЕМОГО ЦИЛИНДРА СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ СКР-100

На рис 63 (см вклейку) изображен продольный разрез турбины СКР 100 с охлаждаемым ц с в д. Основным направлением проектирования в этом варианте исполнения ц с в д было всемерное уменьшение

числа, веса и толщины стенок аустенитных деталей в цилиндре. Это было достигнуто применением развитой системы охлаждения горячих элементов паровпускной и проточной частей турбины. Наиболее удачное решение организации потоков охлаждающего пара и более четкое разграничение охлаждающего и рабочего пара могли быть осуществлены применением в ц.с.в.д. реактивной проточной части, необычной для области столь высоких параметров пара. Развитая система уплотнений в проточной части ц.с.в.д. позволила достичь такого же уровня экономичности реактивной проточной части, как и в активном аустенитном варианте ц.с.в.д.

В охлажденном ц.с.в.д. все нагруженные детали, непосредственно соприкасающиеся с горячим паром, выполнены из стали марки ЭИ 612,

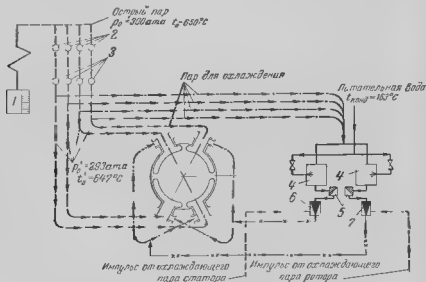


Рис. 6-4. Схема подвода и регулирования охлаждающего пара ц.с.в.д. турбины СКР 100

1—котел, 2—сторонные клапаны, 3—регулирующие клапаны, 4—охладители пара, 5—систа паровые, 6—дроссельный клапан охлаждающего пара статора, 7—дроссельный клапан охлаждающего пара ротора

из этой же стали изготавливаются лопатки ротора и статора, сопловые коробки и паровпускные трубы. Все остальные элементы цилиндра выполнены из стали перлитного класса, а именно ротор откован из стали марки ЭИ 415, а наружный и внутренний корпусы отлиты из стали марки 15Х1М1ФЛ.

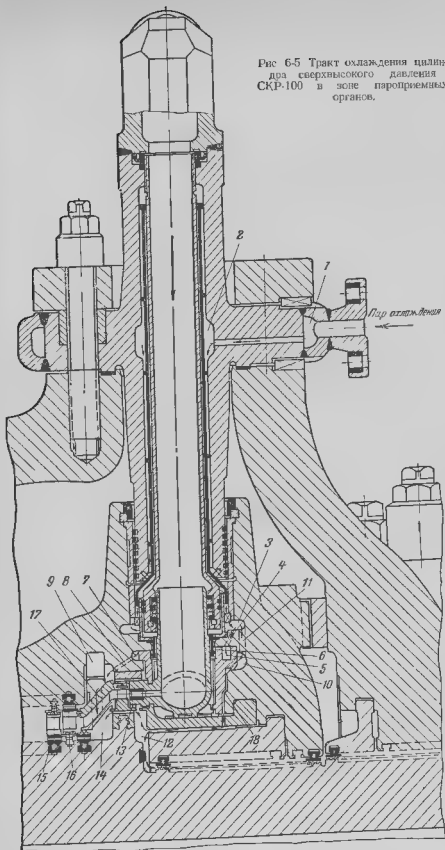
Пар к цилиндру поступает от блока клапанов по четырем паропроводам. Каждая труба соединена с паровпускными патрубками, которые расположены в верхней и нижней частях корпуса — по два в каждой половине. Через эти патрубки пар попадает в сопловый аппарат, размещенный в четырех сопловых коробках.

Протекая из сопловых коробок в 1-ю активную ступень, свежий пар расширяется в камере этой ступени до давления 246 ата и температуры 628°C . Далее пар по направляющему аппарату поступает последовательно в 10 реактивных ступеней, расширяясь до давления 162,2 ата при температуре 552°C .

На рис. 6-4 изображена схема регулирования и подвода охлаждающего пара ц.с.в.д. На рис. 6-5 и 6-6 показан путь охлаждающего пара в районе паровпускных органов ц.с.в.д. и проточной части.

Пар для охлаждения отбирается из паропроводов после регулирующих клапанов и поступает к двум специальным охлаждающим

Рис 6-5 Тракт охлаждения цилиндра сверхвысокого давления СКР-100 в зоне пароприемных органов.



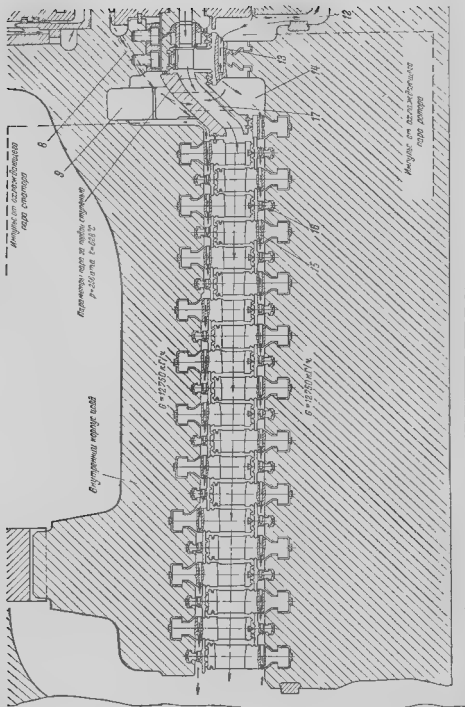


Рис. 6-б. Тракт
охлаждения лоп-
точной части
ц с в д тур-
бинах СКР-100

устройствам в которых автоматически температура его снижается до 520°C В турбину охлаждающий пар направляется двумя потоками Один из них назовем потоком охлаждения фотора, а другой потоком охлаждения внутреннего корпуса ц с в д (статора)

Количество пара, поступающего в турбину для охлаждения, регулируется по импульсу температуры в заданных точках проточной части двумя клапанами, один из которых регулирует подачу охлаждающего пара в камеру перед рабочим венцом 1-й ступени, а второй — за 1-ю ступень

Каждый поток пара поступает в турбину через фланцы двух диаметрально противоположных патрубков паровпуска Паровпускные патрубки выполнены трехстенными Внутренняя тонкостенная труба, непосредственно соприкасается со свежим паром Зазор между внутренней трубой и экраном, заполненный малоподвижным паром, выполняет роль тепловой изоляции Охлаждающий пар из камеры 1 паровпуска протекает через радиальные отверстия во фланце в камеру 2, откуда по зазору между экраном и наружной толстостенной трубой поступает вдоль патрубка в камеру 3

Давление охлаждающего пара несколько больше давления пара в камере 1-й ступени, так что горячая тонкостенная труба воспринимает относительно небольшой перепад давления, а сильно нагруженная перепадом давления пара между камерой 1-й ступени и выходом ц с в д толстостенная наружная труба находится в более благоприятных температурных условиях Из камер 3 двух диаметрально противоположных паровпусков пар поступает через каналы 11 в камеру 10, а из камер 3 двух других — через каналы 4 и в камеру 5 В камерах 5 и 10 пар протекает по окружности Из камеры 10 охлаждающий пар протекает вдоль передней торцовой стенки корпуса (зазор 18) и далее проходит по зазору между внутренним экраном и обоймой уплотнения в камеру 12 перед рабочим колесом 1-й ступени

Из камеры 12 основная часть охлаждающего пара идет на уплотнение переднего конца вала а остальная часть пара поступает через каналы охлаждения 13 в хвостах рабочих лопаток 1-й ступени в камеру 14 за 1-й ступенью Из камеры 5 по радиальному зазору между наружным экраном и корпусом внутреннего цилиндра пар охлаждения направляется в камеру 7, а затем через канал 8 в камеру 9

Камеры 14 и 9 соединены между собой радиальными каналами 17, выполненными в стойках промежуточного направляющего аппарата Из этих камер охлаждающий пар поступает в щелевые каналы 15, предусмотренные в неактивных частях рабочих и направляющих лопаток, а также каналы 16 в прокладках между венцами рабочих и направляющих лопаток Протекая в этих каналах, охлаждающий пар защищает ротор и корпус цилиндра от теплового воздействия высокой температуры рабочего пара За последней ступенью охлаждающий пар смешивается с потоком рабочего пара

Паровпускной патрубок (рис 65) соединен с наружным корпусом с помощью фланцевого соединения, воспринимающего давление пара, господствующего за ц с в д Фланец крепится к корпусу шпильками из стали ЭИ 765 Во избежание изгиба шпильки введено дополнительное кольцо из стали марки 15Х1М1Ф, связанное с фланцем радиальными шпонками Втулки из стали марки ЭИ-765 и дополнительное кольцо должны уменьшить разность относительных температурных удлинений фланца и шпилек По наружному диаметру фланца приварена приемная камера охлаждающего пара, соединенная с внутренней полостью патрубка радиальными отверстиями

Тонкостенная труба соединена с наружной толстостенной резьбой Обварка резьбовой втулки обеспечивает паровую плотность этого соединения Тонкостенная труба соединена с сопловой коробкой скользя-

шим соединением. Высокий уровень температуры пара определит необходимость применения охватывающих уплотнительных колец из стали марки ЭИ-612. Сборка таких колец не приводит к напряжениям, превышающим предел текучести, что имеет бы место при конструкции распорных колец.

Наружная труба паровпуска соединена скользящим соединением с патрубком внутреннего цилиндра с с в д. Это соединение уплотнено распорными поршневыми кольцами из стали марки ЭИ 723 обычной конструкции, применяемой для уплотнений пара такой температуры.

Сопловой аппарат состоит из четырех сварно-кованых коробок. Степень парциальности подвода пара к рабочим лопаткам 1-й ступени определяется толщиной донышек сопловых коробок и равна 0,96. Сварно-кованая конструкция коробок создала возможность выполнения их тонкостенными и малой массы.

Защита корпуса внутреннего цилиндра от теплового воздействия горячих сопловых коробок осуществлена окружающими их экранами. Пространство между экранами и сопловым аппаратом, заполненное застойным паром, представляет собой тепловую изоляцию. Тепловой поток, проникающий через эту изоляцию, отводится охлаждающим паром, который протекает в камерах, образуемых экранами и корпусом внутреннего цилиндра, так что температура металла корпуса не превышает 540°C . Таким образом, здесь, так же как и в паровпуске, корпус цилиндра, нагруженный перепадом давления, находится в благоприятных температурных условиях.

Чтобы затруднить перемешивание застойного пара с рабочим, все стыки и разъемы сопловых коробок и экранов уплотнены специальными шпонками.

Сопловые коробки опираются на внутренний экран и прижаты к нему разностью паровых усилий, воздействующих на коробки. В осевом направлении они зафиксированы выступами наружного и внутреннего экранов, входящими в заточки коробок. Перемещению каждой коробки в окружном направлении препятствует шпонка, закрепленная непосредственно на корпусе цилиндра. Такое крепление сопловых коробок обеспечивает свободное тепловое расширение их во все стороны.

Концевые уплотнения выполнены с гребнями, выточенными непосредственно на сегментах уплотнительных колец. Несмотря на развитую длину концевых уплотнений, кольца их подвержены значительным осевым усилиям, особенно те кольца, за которыми имеется отбор пара. В сегментах этих уплотнительных колец разность давлений в соседних камерах, образуемых гребнями, достигает 10 кг/см^2 . При больших перепадах давления становятся значительными и усилия выворачивания, воспринимаемые уплотнительными кольцами. Уменьшение усилий было достигнуто смещением гребней уплотнения относительно опор сегмента кольца в сторону, противоположную потоку пара. Применение малых колец уплотнений с шириной около 40 мм облегчило задачу выравнивания в них усилий.

При выборе материала для сегментов уплотнительных колец, работающих в паровой среде с температурой 540°C , исходят из требования минимальной деформации вала в случае задевания его о гребни уплотнений и минимального повреждения от врезания гребней в вал, важно также сохранение свойств металла гребней и сегментов уплотнений при длительной их работе. При этом учитывалось, что величина деформации вала зависит от скорости износа гребней, которая также будет определять быстроту выхода их из контакта с валом в случае задевания.

Это обстоятельство особенно важно при безвтуточной конструкции уплотнений с кощцевыми компенсирующими выточками на вату при мененной в турбине СКР-100 (как и в других турбинах ХТГЗ), так как при длительном контакте гребней с валом односторонний про-

грев последнего может проникнуть глубже котыцевых выточек и привести к прогибу вала. Важно также чтобы в случае задевания вала о гребни износ гребней ценяемого превышал смещение вала относительно последних (т.е. наоборот, гребней относительно вала).

Намазывание и налипание на вал металла гребней приводит к усиленному нагреву его, а также к чрезмерному увеличению радиальных зазоров в уплотнениях.

Исследования по выбору металла уплотнений проводятся для завода кафедрой металловедения ХПИ имени В. И. Ленина. На основании результатов этих исследований для сегментов уплотнений принята сталь марки 1Х18Н9Т. Выбор этой стали основывается также на положительном опыте завода в применении лент из стали марки 1Х18Н9Т для гребней уплотнений радиальных турбин.

Сегменты колец уплотнений закреплены в пазах корпуса плоскими пружинами, изготовленными из стали марки ЭИ-612.

Обойма уплотнений внутреннего цилиндра с наружной и внутренней сторон омывается охлаждающим паром, и температура металла не превышает 540°С.

Последние две камеры концевых уплотнений выполнены в отдельных корпусах, которые закреплены на ступях подшипников. С корпусом цилиндра они соединены при помощи гибких компенсаторов. Такое соединение обеспечивает свободное тепловое расширение корпусов, температуру металла которых значительно разнится между собой.

Ротор из стали цельнокованый из легированной стали марки ЭИ-415 весит 6 т. Заодно с ротором в передней его части откованы думпс уравнивающий паровое усилие проточной части, и тарелка полушарообразная.

Ротор гибкий. Критическое число оборотов равно 1800 в минуту. Рабочие лопатки первой ступени активные и закреплены на диске обычным для ХТГЗ двухпорным хвостом, они имеют центрофрезерованный бандаж и, кроме того, ленточный бандаж объединяющий лопатки в пакеты. В козырьках соплых лопаток предусмотрены гребни уплотнений, препятствующие перетеканию пара над бандажом ступени.

Уплотнительные гребни, выточенные на полках хвостов рабочих лопаток, вместе с уплотнительными гребнями, завальцованными в соплых коробках и направляющем аппарате, разделяют потоки рабочего (горячего) охлаждающего пара.

Особой проблемой является соединение деталей турбины, выполненных из сталей с различными коэффициентами теплового расширения, что имеет место при установке аустенитных лопаток на перлитном роторе. Размеры хвостов лопаток выбраны так, что плотная посадка их на диске достигается при прогревом ротора. Для обеспечения необходимых тепловых зазоров при сборке между стыками лопаток прокладывают бумажные прокладки.

В камере за 1-й ступенью расположен направляющий аппарат (рис. 6-5), разделяющий поток рабочего пара от охлаждающего. Он же способствует использованию выходной скорости 1-й ступени. Радиальные каналы в стойках аппарата соединяют периферийную внутреннюю полости камеры 1-й ступени.

Рабочие лопатки реактивных ступеней закреплены в барабане ротора с помощью Т-образного хвоста. Лопатки имеют центрофрезерованный бандаж, на котором в каждом венце выполнено по три уплотнительных гребня. Соединение этих лопаток в пакеты осуществлено двумя бандажными проволоками, закрепленными в торцах бандажей.

Во избежание перетечек пара из рабочих каналов в камеры аксиальных уплотнений лопаток на дуговых стыках бандажей лопаток заложены уплотняющие пластинки.

В хвостовой неактивной части каждой лопатки имеется шелевидный канал для охлаждения высотой 6 мм и шириной, равной полушагу лопаток. На выходе канал заканчивается дозирующим отверстием диаметром 3,1 мм.

Направляющие лопатки такой же конструкции, но они пакетируются при помощи специальной ленты, имеющей сечение в виде ласточкина хвоста и закрепленной в бандажах лопаток. Из этой же ленты выполнен один из трех гребней уплотнений бандаж направляющей лопатки.

В промежутках между венцами рабочих лопаток, а также между венцами направляющих лопаток набраны проставки, закрепленные на роторе тоже Т-образным хвостом, но меньшего калибра. Крылья проставок заведены в пазы соседних лопаток и в них уплотнены развальцовкой. Штыки между проставками тоже уплотнены специальными пластинками. На каждом ряде проставок имеется по два гребня радиальных уплотнений облопачивания. В хвостах проставок предусмотрены такие же, как и в лопатках, каналы охлаждения.

В ротор рабочие лопатки и проставки каждого венца заводятся через специальные колодцы и закрепляются замком особой конструкции. Как рабочие, так и направляющие лопатки набраны в пазах на ленте.

Система каналов охлаждения в сочетании с завальцованными между венцами проставками и направляющий аппарат между первой и второй ступенями создают тракты охлаждения проточной части цилиндра.

Внутренний и наружный корпусы выполнены с горизонтальным разъемом и отлиты из легированной стали марки 15Х1М1ФЛ. Внутренний корпус фиксируется в паружном своими выступами в плоскости горизонтального разреза. Вертикальные шпонки определяют его положение в поперечном направлении. В осевом направлении корпусы связаны в плоскости оси паровпуска свежего пара.

Наибольшая толщина стенки внутреннего цилиндра 100 мм, а высота фланцев 300 мм. Форма наружного корпуса сферическая, что уменьшает напряжения в стенках цилиндра и фланцевых соединениях, наибольшая высота фланца на одной из половин корпуса 600 мм при толщине стенки 190 мм. Крепеж фланцев обоих корпусов сконструирован в виде сквозных шпилек с гайками из сплава ЭИ765. Сферический корпус, имея развитую поверхность внутренней полости, соприкасающейся с выхлопным паром, менее инертен в температурном отношении при пуске и т.п. других режимах с резким изменением нагрузки.

В целях еще большей интенсификации прогрева корпусов в ц.с.в.д. осуществлен частичный (около 20%) протиток отработавшего в цилиндре пара. Этот пар покидает ц.с.в.д. через вспомогательные патрубки, размещенные в районе патрубков паровпусков.

Вспомогательные выхлопные паропроводы соединены за цилиндром с основным потоком пара, направляемым в ц.в.д. Таким образом, наружный и внутренний корпусы турбины омываются отработавшим в ц.с.в.д. паром.

Для прогрева массивных фланцев наружного корпуса спроектирована специальная система обогрева.

Исследование эффективности принятой системы охлаждения элементов ц.с.в.д. турбины СКР-100 проведено кафедрой турбостроения ХПИ методом электротепловой аналогии.

Изучение температурного поля 2-й ступени охлаждаемого ротора показало, что при номинальном режиме турбины и при расходе охлаждающего пара 3,5 кг/сек с начальной температурой 525°С возможно охладить барабан ротора до температуры 540°С. Были исследованы три варианта каналов охлаждения рабочих лопаток при одном и том же канале охлаждения промежуточных проставок в виде цилиндрического отверстия диаметром 3 мм.

пени. Средние температуры на участках ступеней определены в предположении отсутствия теплового потока вдоль ротора

Некоторого перераспределения температуры в роторе следует ожидать за счет более интенсивного охлаждения его в районе направляющего аппарата, где ват соприкасается с холодным паром, а также подогрева ротора в торце барабана в зоне 11-й ступени смешанными потоками рабочего и охлаждающего пара. Этот теплообмен, очевидно, будет содействовать выравниванию того температурного перекося который может возникнуть вследствие неодинаковых условий охлаждения отдельных ступеней

Исследование температурного поля внутреннего корпуса ц. с. в. д. определило влияние теплообмена внешней поверхности корпуса с выхлопным паром, часть которого отводится через дополнительные патрубки в головной части цилиндра. Было установлено что наличие этого теплообмена повышает температуру корпуса практически до температуры выхлопного пара. Тепловой поток, отводимый от внешней поверхности корпуса охлаждающим паром, идущим через каналы в направляющих лопатках, очень мал. По мере снижения нагрузки турбины и снижения расхода выхлопного пара температура металла корпуса цилиндра будет уменьшаться

Охлаждение 1-й ступени основано на том же принципе, что и охлаждение группы реактивных ступеней, т. е. на защите ротора охлаждающим паром, проходящим через каналы хвостов рабочих лопаток

Раздельные потоки охлаждающего пара ротора и статора поступают в турбину через попарно диаметрально противоположно расположенные паровпуски (рис. 6-4 и 6-5). Для предотвращения температурных перекосов корпуса расходы охлаждающего пара в паровпусках при расчетных режимах приняты одинаковыми

В камеру 12 (рис. 6-5 и 6-6) поступит около 20 т/ч охлаждающего пара. Из камеры 12 пар охлаждения ротора в количестве около 5,4 т/ч проходит через каналы 13 в хвостах рабочих лопаток 1-й ступени в камеру 14. В ту же камеру через каналы 17 в направляющем аппарате поступает дополнительно охлаждающий пар в количестве 7,35 т/ч из камеры 9, что необходимо для охлаждения реактивных ступеней ротора

Вследствие возможных технологических отступлений в процессе изготовления турбины а также изменений проходных сечений каналов проточной части во время эксплуатации может измениться степень реакции ступеней. Так как абсолютная величина запроектированной реакции 1-й ступени мала, ее относительное изменение может оказаться весьма значительным. В связи с этим может заметно измениться пропускная способность каналов охлаждения этой ступени

Наличие каналов 17 в стойках направляющего аппарата и раздельного подхода охлаждающего пара в камеры 12 и 9 позволяет скомпенсировать уменьшение количества охлаждающего пара поступающего в камеру 14, через каналы охлаждения 1-й ступени (в случае уменьшения реакции), для этого требуется некоторое повышение расхода охлаждающего пара статора, что обеспечивается регулированием системы охлаждения. Расчеты показали, что интенсивность теплоотвода с торцовых поверхностей диска 1-й ступени такова, что при существующих термических сопротивлениях хвостовиков лопаток и их контактов с ротором температура грибка ротора даже при отсутствии потока охлаждающего пара через каналы охлаждения не превышает 530°С

Следует отметить, что принятая в охлаждаемом ц. с. в. д. реактивная проточная часть по сравнению с возможным активным вариантом имеет следующие преимущества

1. Более четкое разделение между собой потоков рабочего и охлаждающего пара, что предотвращает возможность их перемешивания. Кроме того, разграничение потоков рабочего и охлаждающего пара делает

пени Средние температуры на участках ступеней определены в предположении отсутствия теплового потока вдоль ротора

Некоторого перераспределения температуры в роторе следует ожидать за счет более интенсивного охлаждения его в районе направляющего аппарата, где вал соприкасается с холодным паром, а также подогрева ротора в торце барабана в зоне 11-й ступени смешанными потоками рабочего и охлаждающего пара Этот теплообмен, очевидно, будет содействовать выравниванию того температурного перекося который может возникнуть вследствие неодинаковых условий охлаждения отдельных ступеней

Исследование температурного поля внутреннего корпуса ц с в д определило влияние теплообмена внешней поверхности корпуса с выхлопным паром, часть которого отводится через дополнительные патрубки в головной части цилиндра Было установлено, что наличие этого теплообмена повышает температуру корпуса практически до температуры выхлопного пара Теплового поток, отводимый от внешней поверхности корпуса охлаждающим паром, идущим через каналы в направляющих лопатках очень мал По мере снижения нагрузок турбины и снижения расхода выхлопного пара температура металла корпуса цилиндра будет уменьшаться

Охлаждение 1-й ступени основано на том же принципе, что и охлаждение группы реактивных ступеней, т е на защите ротора охлаждающим паром, проходящим через каналы хвостов рабочих лопаток

Раздельные потоки охлаждающего пара ротора и статора поступают в турбину через парарно диаметрально противоположно расположенные паровпуски (рис 6-4 и 6-5). Для предотвращения температурных перекосов корпуса расходы охлаждающего пара в паровпусках при расчетных режимах приняты одинаковыми

В камеру 12 (рис. 6-5 и 6-6) поступает около 20 т/ч охлаждающего пара Из камеры 12 пар охлаждения ротора в количестве около 5,4 т/ч проходит через каналы 13 в хвостах рабочих лопаток 1-й ступени в камеру 14 В ту же камеру через каналы 17 в направляющем аппарате поступает дополнительно охлаждающий пар в количестве 7,35 т/ч из камеры 9, что необходимо для охлаждения реактивных ступеней ротора

Вследствие возможных технологических отступлений в процессе изготовления турбины а также изменении проходных сечений каналов проточной части во время эксплуатации может измениться степень реакции ступеней Так как абсолютная величина запроектированной реакции 1-й ступени мала, ее относительное изменение может оказаться весьма значительным В связи с этим может заметно измениться проточная способность каналов охлаждения этой ступени

Наличие каналов 17 в стойках направляющего аппарата и раздельного подхода охлаждающего пара в камеры 12 и 9 позволяет скомпенсировать уменьшение количества охлаждающего пара, поступающего в камеру 14, через каналы охлаждения 1-й ступени (в случае уменьшения реакции), для этого требуется некоторое повышение расхода охлаждающего пара статора, что обеспечивается регулированием системы охлаждения Расчеты показали, что интенсивность теплоотвода с торцовых поверхностей диска 1-й ступени такова, что три существующих термических сопротивления хвостовиков лопаток и их контактов с ротором температура грибка ротора даже при отсутствии протока охлаждающего пара через каналы охлаждения не превышает 330°C

Следует отметить что принятая в охлаждаемом ц с в д реактивная проточная часть по сравнению с возможным активным вариантом имеет следующие преимущества

1 Более четкое разделение между собой потоков рабочего и охлаждающего пара, что предотвращает возможность их перемешивания Кроме того, разграничение потоков рабочего и охлаждающего пара делает

работу системы охлаждения независимой от изменения радиальных зазоров уплотнений проточной части. Это особенно важно, так как по технологическим и эксплуатационным причинам размеры этих зазоров могут значительно изменяться. В охлаждаемой активной проточной части изменение зазоров уплотнений диафрагм приведет к нарушению нормальной работы системы охлаждения.

2. Наличие кольцевых камер в тракте охлаждения в реактивном ц с в д, куда попадает пар после каждого ряда каналов охлаждения. Относительно большое поперечное сечение этих камер способствует скружным перетечкам пара и более равномерному его распределению по каналам охлаждения последующего ряда. Это особенно важно в тех случаях, когда расход через каналы охлаждения предыдущего ряда лопаток (либо проставок) по каким-либо причинам неравномерен. Таким образом может быть обеспечено удовлетворительное распределение температуры по бочке ротора и корпуса внутреннего цилиндра в случае засорения отдельных каналов охлаждения.

3. Наличие даже значительных неплотностей в элементах проточной части, разделяющих потоки рабочего и охлаждающего пара, не является опасным, так как вызванное этим выравнивание давлений по рабочему и охлаждающим трактам приведет лишь к постоянству объемного расхода вдоль тракта охлаждения с одновременным вытеснением излишков охлаждающего пара из каждой кольцевой камеры в проточную часть ц с в д. Это объясняется тем, что тепловые перепады на венцах рабочих и направляющих лопаток реактивных ступеней приняты одинаковыми и соответствующее выравнивание перепадов по каналам охлаждения каждой ступени (лопатки и проставки) приведет к одинаковым скоростям по всем дозирующим отверстиям, диаметры которых приняты одинаковыми.

4. Наибольшие изменения перепадов по венцам лопаток проточной части реактивной группы ступеней, связанные с изменением режима нагрузки турбины либо с отклонениями в исполнении проточной части и т. п., не могут заметно нарушить работу охлаждения ц с в д. Это определяется особенностью облопачивания с 50%-ной степенью реакции, где тепловой перепад каждого венца значителен и поэтому возникающие изменения перепадов относительно невелики.

Нарушение нормальной работы системы охлаждения проточной части вследствие изменения степени реакции 1-й активной ступени достигается соединением через каналы 17 периферийной и центральной полостей 14 и 9 камеры за 1-й ступенью а также наличием двух регулируемых раздельных подвода охлаждающего пара в камеры 12 и 9 (рис 6-5).

5. Применение реактивной проточной части в ц с в д позволило устранить массивные аустенитные диафрагмы, которые могли бы уменьшить маневренность и надежность работы турбины.

6. Организация раздельного подвода охлаждающего пара, регулируемого вне турбины. Такой подвод пара позволит осуществлять на стройку системы охлаждения с наименьшими утечками охлаждающего пара в процессе эксплуатации без остановки турбины.

Успешное изготовление на заводе, а также наладка и эксплуатация опытного турбоагрегата СКР-100 позволят решить вопрос о целесообразности внедрения описанных выше конструкций в практику теплоэнергетики. Весьма вероятно, что дальнейшее развитие примененных в охлаждаемом варианте турбины идей конструктивного разделения функций деталей турбины, при котором часть из них несет большую нагрузку при умеренных температурах, а другая часть испытывает весьма малые напряжения при высоких температурах, и распространение этих идей на все прочие элементы, включая и трубопроводы свежего пара, откроют возможность дальнейшего значительного повышения начальных параметров пара в теплосиловых установках.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ МОЩНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

7-1. О ТИПЕ ПЕРВИЧНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

По скорректированным заданиям на последний год семилетки (1965 г.) выработка электроэнергии в нашей стране составит бо. ее 520 млрд *квт·ч*

Программа КПСС, утвержденная XXII съездом КПСС предусматривает увеличение производства электроэнергии к концу десятилетия (1970 г.) примерно до 900—1 000 млрд *квт·ч* а к концу второго десятилетия (1980 г.) — до 2 700—3 000 млрд *квт·ч*.

Какие же типы первичных двигателей будут решать эту задачу грандиозного увеличения энергетической мощи нашей страны?

Рассматривая этот вопрос в аспекте значительного промежутка времени (15—20 лет), нельзя не дать в первую очередь оценку возможностей получения электроэнергии путем непосредственного преобразования тепла или какого-либо другого вида энергии

Из многочисленных принципиально возможных способов решения этой проблемы в последнее время привлекает внимание так называемый магнетогидродинамический способ получения электроэнергии (МГД)

Идея процесса МГД сводится к применению высокотемпературного ионизированного газа, струи которого выполняют роль обмотки якоря генератора. В струях при пересечении ими магнитных силовых линий индуцируется электродвижущая сила. Так как ионизация необходимой интенсивности происходит при температурах, превышающих 2 200°С, газ должен быть соответственно нагрет. Способ МГД в течение ряда лет изучался в США лабораторией Avco-Everett, которая осуществила лабораторную установку мощностью 10 *квт*, воздух в этой установке нагревался при помощи электрической дуги. Фирма Вестингауз в феврале 1960 г. демонстрировала экспериментальную МГД установку, которая проработала на жидком топливе с температурой ионизации газов около 2 800°С при мощности 5 *квт* всего в течение 4 мин.

Разработан проект электрической станции мощностью 450 *Мвт* где МГД генератор вырабатывает мощность 350 *Мвт*, а тепло отработавших в МГД газов используется в котле для подачи пара в паровую турбину мощностью 100 *Мвт* с начальным давлением 140 *ата* и температурой 565°С. По проекту топливом будет служить угольная пыль, которая при сжигании подогреет воздух в камере сгорания МГД до 2 900°С. Такая парогазовая установка по данным автора проекта, доведет удельный расход тепла до 1 560 *ккал* на отпущенный 1 *квт·ч* энергии.

Эта и другие идеи непосредственного получения электроэнергии разрабатываются и у нас в СССР. Однако состояние этих работ не позволяет рассчитывать на то, что в ближайшие годы техника непосредственного преобразования других видов энергии в электрическую будет доведена до уровня, позволяющего обеспечить выработку электроэнергии в заметных количествах.

Таким образом можно считать, что подавляющая часть, а практически вся электроэнергия, будет вырабатываться на электростанциях с первичными двигателями в виде гидравлических турбин на гидроэлектростанциях и паровых или газовых турбин на тепловых электростанциях.

На тепловых электростанциях в качестве первичных двигателей почти исключительно будут использоваться турбины и, как мы увидим ниже, в первую очередь паровые турбины.

За последние годы получили значительное развитие газотурбинные установки (ГТУ), которые по сравнению с паросиловыми установками аналогичной мощности имеют существенное преимущество в габаритах и весовых характеристиках. Этот выигрыш, как известно, определяется отсутствием в газотурбинных установках котла мощных циркуляционных устройств и водоподготовки и остается существенным даже при наличии в ГТУ развитых регенеративных устройств. Однако каковы бы ни были преимущества ГТУ, они по размерам достигнутой мощности в одном агрегате не могут еще в настоящее время конкурировать с крупными паросиловыми установками. Максимальная мощность работающих ГТУ достигает только 27 Мвт. У нас в СССР завершается постройка первых образцов газотурбинных установок мощностью 25 Мвт на ЛМЗ и 50 Мвт на ХТГЗ; последняя явится самой мощной ГТУ в практике мирового газотурбостроения.

Учитывая все возрастающий рост выработки электроэнергии, а в связи с этим и стипичных мощностей паротурбинных установок с достижением большого экономического эффекта, следует считать, что существенное влияние на развитие большой энергетики в нашей стране могут оказать лишь ГТУ мощностью в несколько сотен тысяч киловатт, обладающие достаточно высокой экономичностью и большим ресурсом. Возможность создания таких ГТУ определяется решением очень сложных научно-технических проблем, важнейшей из которых является проблема повышения начальной температуры рабочего тела.

Повышение начальной температуры не только позволяет реализовать принципиальные преимущества газотурбинного цикла — его высокую экономичность, но и, кроме того, приводит к уменьшению весов и габаритов агрегатов и создает благоприятные условия для осуществления установок единичных мощностей, сопоставимых с мощностью крупнейших паровых турбин. Температурой, применение которой позволило бы реализовать все возможные преимущества ГТУ и отдать им предпочтение в сравнении с паросиловыми установками в строительстве крупных тепловых электростанций, по приблизительной оценке является 1200–1300°С (см, например, [Л 53]). Известно, что материалами, которые могли бы длительное время работать под нагрузкой при этой температуре, промышленности в настоящее время не располагает. Даже в случае применения эффективного охлаждения большей части горячих узлов агрегатов современные жаропрочные материалы не позволяют иметь начальную температуру рабочего тела выше 750–800°С, которая и принята, например, в газотурбинной установке ХТГЗ мощностью 50 Мвт.

При такой температуре возможно при значительном усложнении схемы и конструкции установки достижение мощности 100–150 Мвт* с экономическими показателями, несколько более низкими, чем в новейших паротурбинных установках. Первые такие установки намечено изготовить для опытно-промышленного освоения в конце семилетия 1959–1965 гг. Надо учесть, что до настоящего времени нет практического решения проблемы сжигания в ГТУ твердого и тяжелого жидкого топлива; в связи с этим новейшие мощные ГТУ предназначаются для работы лишь на газовом топливе. Можно считать, таким образом, что эти ГТУ найдут применение лишь в отдельных случаях и не могут претендовать на решение основных задач развития большой энергетики. Перспективы же получения материала для работы при более высоких температурах, а также практическая реализация ряда предложений по охлаждению горячих элементов установки таковы, что в ближайшие 15–20 лет нельзя рассчитывать на широкое промышленное внедрение

* В 1960 г. разработаны технические проекты ГТУ мощностью 100 Мвт для работы с температурой газа 800°С на ХТГЗ и 750°С — на ЛМЗ.

конкурентоспособных с паросиловыми установками ГТУ с начальными температурами газа 1200—1300°С

Следует отметить, что газотурбинные установки мощностью 25, 50 и 100 *Мвт* с упрощенной схемой и не очень высокой экономичностью, а следовательно, с весьма малой стоимостью сооружения электростанции, к 70 м годам¹ могут найти широкое применение в пиковых электростанциях для покрытия суточных и недельных максимумов потребления электроэнергии с использованием в году в течение 1500—3000 ч

В последнее время появился ряд предложений, направленных на уменьшение удельного расхода рабочего тела, а следовательно, и на увеличение предельной мощности ГТУ. К числу их, помимо схем с парогазовым циклом, которые кратко будут рассмотрены ниже, относится предложение В. В. Узарова и его сотрудников [Л. 54]. Авторы этого предложения считают, что за счет ряда мероприятий, таких, как повышение общей степени сжатия до 60—80 с отказом от регенератора, увеличение осевой скорости на выходе из последних ступеней турбины с применением специальных диффузоров, присоединение трех валов и др. возможно сооружение ГТУ мощностью до 400 *Мвт* с к. п. д. около 39—40% и мощностью до 600 *Мвт* с к. п. д. 38—39%.

К сожалению, авторы предложения не располагают достаточно проверенными данными для надежного конструктивного оформления отдельных узлов и достижения экономических показателей, стоящих хотя бы на уровне показателей паротурбинных установок аналогичных мощностей, нельзя не отметить также весьма большую сложность схемы, в которой для мощности 300 *Мвт*, например, имеется пять компрессоров, четыре турбины, три камеры сгорания и три воздухоохладителя.

Таким образом целесообразность сооружения ГТУ по такой схеме еще не очевидна, необходимо выполнить серьезные исследовательские и проектные работы, а также технико-экономические расчеты для обоснования целесообразности и возможности сооружения опытных образцов и последующего внедрения ГТУ по таким схемам. Остается и для этих схем нерешенной проблема использования твердого и тяжелого жидкого топлива, и в них пока что необходимо ориентироваться на газ. Эти и некоторые другие соображения не позволяют считать, что даже в конце 15—20 летнего периода ГТУ такого типа смогут принять большое участие в удовлетворении гигантской потребности в электроэнергии.

Учитывая сказанное выше можно считать, что по меньшей мере на период 15—20 лет основным и практически единственным видом двигателя, совершающим превращение тепловой энергии (как органического, так и ядерного горючего) в механическую, на крупных тепловых электростанциях будут являться паровые турбины. В этой связи задача дальнейшего повышения эффективности паротурбинных установок остается не менее острой и для периода времени, выходящего далеко за пределы 1965 г. Решение этой задачи в значительной мере будет обеспечиваться развитием паротурбостроения в ранее определившихся направлениях: увеличение мощности агрегатов и повышение их экономичности.

7-2 ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШЕГО УВЕЛИЧЕНИЯ МОЩНОСТИ ПАРОТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ И ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Уже в текущем семилетии мощности наших энергосистем достигнут весьма значительных размеров. Так, например, суммарная мощность объединенной энергосистемы Европейской части СССР к 1965 г. превы-

¹ Надо предполагать, что к этому времени размеры установленной мощности в Европейской части СССР достигнут таких величин, когда мощность гидроэлектростанций (при исчерпании весьма ограниченных гидроресурсов Европейской части СССР) окажется недостаточной для восприятия больших и все возрастающих изменений графика нагрузки.

сит 50 млн квт [Л 50]. Мощность Сибирской энергосистемы к этому времени достигнет 17 млн квт. Будут созданы крупные объединенные энергосистемы и в других районах страны

Таким образом, к концу семитетки 1959 -1965 гг. размеры энергосистем практически уже не будут лимитировать размеры предельной мощности турбоагрегатов

Как уже указывалось в гл 2, одним из самых важных элементов турбины, ограничивающих возможное и целесообразное увеличение ее агрегатной мощности является последняя ступень Площадь для выхода пара из этой ступени определяет размеры выходной потери, которая, естественно, должна быть ограничена Если считать допустимыми такие потери энергии с выходной скоростью, которые например, не превышают 2-3% общего теплоперепада турбины¹, то при заданных предельных размерах лопатки последней ступени достижимая мощность будет определяться числом потоков выхода пара из частей низкого давления в конденсатор Число таких выхлопов, а следовательно, и число цилиндров агрегата ограничиваются конструктивными и компоновочными соображениями

Прежде всего очевидно, что число цилиндров в турбине при размещении их на одной линии вала не может быть велико По многим при-

Таблица 71

Основные характеристики выхлопов и рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин ($n = 3000$ об/мин)

Завод изготовитель	ХТЗ			ЛМЗ		
	ВКГ 100	ПАК 130	К 300-240	ВК 100-6	ПАК 300	К 300-240
Тип турбины						
Длина рабочей части лопатки, мм . . .	740	780	1050	665	765	960
Средний диаметр ступени, м	2,085	2,125	2,55	2	2,1	2,48
Отношение D, l	2,82	2,72	2,43	3	2,75	2,58
Торцовая площадь выхлопа, м ²	4,85	5,21	8,41	4,18	5,04	7,48
Наибольшие суммарные напряжения, кг/см ²	2890	2630	4320	2300	3280	4300
Напряжения в лопатке постоянного сечения, кг/см ²	6030	6540	10550	5250	6340	9400
Материал лопатки	1Х13	1Х13	ЭИ-802	2Х13	2Х13	15Х11МФ
Предел текучести материала, кг/см ² . .	4500	4500	7000	5000	5000	7000
Запас прочности по отношению к пределу текучести, к	1,56	1,71	1,62	2,17	1,52	1,63
Уменьшение напряжений по сравнению с лопаткой постоянного сечения, q	2,1	2,48	2,45	2,28	1,93	2,18
Мощность одного выхлопа ² , Мвт	77	83	134	67	80	119

¹ Мощность одного выхлопа подсчитана для начальных параметров пара $p_0 = 240$ атм, $t = 340^\circ$ и $t_1 = 340^\circ$ С. Давления в конденсаторе $P_K = 0,15$ атм и потери с выходной скоростью 10 ккал/кг

чинам n , в частности, ввиду чрезмерного увеличения длины агрегата, снижения (с увеличением числа опор) точности сборки и надежности работы машины, недопустимого увеличения разницы в тепловом перемещении ротора и статора в частях турбины, далеко удаленных от упорного подшипника, и др., можно считать, что для современных мощных турбоагрегатов число цилиндров не должно превышать четырех² В этом

¹ В практике советского турбостроения, обычно эта потеря не превышает 10 ккал/кг

² В некоторых особых случаях возможно и допустимо пятицилиндровое исполнение одновальных машин

случае число выхлопов в конденсатор для одновальных турбин с промежуточным перегревом пара практически не может быть больше четырех при двух двухпоточных цилиндрах низкого давления. Аналогично для двухвальных турбоагрегатов неприятие увеличение числа выхлопов сверх восьми, а числа цилиндров низкого давления сверх четырех.

Рассмотрим теперь характеристики выхлопов, которые приведены в табл. 7-1. Эта таблица содержит сведения о всех выпущенных в последние годы нашими заводами рабочих лопатках последних ступеней мощных конденсационных турбин. До последнего времени эти лопатки не имели себе равных в зарубежном турбостроении, только недавно стали появляться сведения о том, что лучшие зарубежные фирмы создали лопатки, близкие по своим характеристикам к нашим лопаткам. Однако лопатки последней ступени турбины К-300 240 длиной 1 050 мм (ХТГЗ) и 960 мм (ЛМЗ), по видимому, еще долгий срок будут оставаться рекордными по своим размерам.

Как видно из табл. 7-1, уже для лопаток последних ступеней турбины К 300-240 возникла необходимость применить значительно более прочную нержавеющей сталь с пределом текучести $7\,000\text{ кг/см}^2$, в то время как для лопаток машин мощностью 100, 150 и 200 Мвт удавалось использовать обычную нержавеющую сталь с пределом текучести $4\,500\text{—}5\,000\text{ кг/см}^2$. Запасы прочности в обоих случаях приблизительно одинаковы и составляют весьма небольшую величину $k=1,5\text{—}1,6$. Такие запасы прочности достаточны, что проверено на десятках последних ступеней работающих машин ВКТ 100, ЛВК 150 и ЛВК-200, причем некоторые из них проработали уже более 3 лет. Было бы неосторожно пойти на дальнейшее уменьшение запаса прочности без весьма серьезной и длительной проверки в эксплуатационных условиях. Если же принять во внимание, что эта оценка запасов прочности не учитывает динамический характер некоторых составляющих суммарного напряжения, а также комплекс соображений, касающихся вибрационной надежности лопаток, то вряд ли можно рассчитывать на сколько-нибудь заметное снижение указанных запасов прочности, а значит, и увеличение за этот счет размеров лопатки последней ступени даже в достаточно далеком будущем.

Нельзя также ожидать дальнейших существенных достижений и в области конструирования лопаток предельных размеров. Критерием совершенства конструкции с точки зрения прочности лопатки может служить величина $q = \frac{\sigma_{\text{пост}}}{\sigma_{\text{ср}}}$, показывающая, во сколько раз в лопатке переменного профиля удается снизить наибольшие суммарные напряжения по сравнению с напряжениями в лопатке постоянного сечения той же длины. Как показал анализ, эту величину, если иметь в виду получение удовлетворительных аэродинамических качеств последней ступени, практически не удастся поднять выше 2,5. Пока ни в одной из выполненных лопаток эта величина не превосходит 2,5, а в лопатках ХТГЗ длиной 780 и 1 050 мм, которые отработывались в течение ряда лет, коэффициент q наибольший и весьма близок к 2,5. Таким образом, практически единственным способом увеличения размеров лопатки последней ступени является использование других, более прочных и более легких материалов.

Среди таких материалов наиболее перспективны титановые сплавы. Имея весьма высокие свойства прочности при невысоких температурах (предел текучести $70\text{—}100\text{ кг/мм}^2$), эти сплавы обладают почти вдвое меньшим, чем стали, удельным весом ($4,5 \cdot 10^3\text{ кг/см}^3$), хорошо противостоят эрозии и т. д. С другой стороны, стоимость этих сплавов еще очень высока (в несколько десятков раз дороже нержавеющей стали), затруднена их обработка резанием и шлифованием, они чувствительны к концентрации напряжению и др. Последние обстоятельства не позволяют без надежной экспериментальной проверки широко внедрять тита-

новые сплавы для изготовления сильно нагруженных лопаток турбин. В настоящее время ведутся опытные и исследовательские работы по освоению этих сплавов в производстве и изучение поведения лопаток, изготовленных из этих сплавов, в эксплуатационных условиях. В течение нескольких лет в опытной эксплуатации на электростанции в одной из машин ЛМЗ находятся несколько пакетов лопаток длиной 665 мм, выполненных из титанового сплава. В настоящее время опытные пакеты лопаток длиной 765 мм установлены на одной из машин ЛВК 200. Первые результаты этих работ позволяют считать, что только через несколько лет титановые сплавы найдут свое место в турбостроении и будут широко использоваться в качестве материала для лопаток последних ступеней мощных турбин.

Если принять, что титановый сплав имеет удельный вес $\gamma_t = 4,5 \text{ г/см}^3$, то при одинаковых отношениях D/l и q/k , одинаковых свойствах прочности ($\sigma_t = 70 \text{ кг/мм}^2$) и $n = 3000 \text{ об/мин}$ лопатка из титанового сплава может быть выпотнена большей длины, чем стальная,

в $\sqrt{\frac{\gamma_{ст}}{\gamma_t}} = \sqrt{\frac{785}{45}} = 1,32$ раза. Это значит, что с той же степенью

напряженности, что и в стальной лопатке длиной 1050 мм, можно спроектировать лопатку из титанового сплава длиной 1050 · 1,32 = 1380 мм с торцевой площадью выхлопа $14,6 \text{ м}^2$ ($D = 3,36 \text{ м}$). Мощность турбины, у которой будет один такой выхлоп, если начальные параметры пара и другие величины принять такими же, как в табл. 71, составит 232 Мвт. Если и в этом случае считать допустимым выпотнение одновального агрегата с четырьмя выхлопами, а двухвального — с восемью, то мощность одновальной турбины с лопатками из титанового сплава может быть доведена примерно до 900, а двухвальной — до 1800 Мвт. Для агрегатов таких грандиозных мощностей с расходами пара около 2750 и 5300 т/ч возникают серьезные трудности в проектировании турбин среднего и высокого давления, которые можно преодолеть по видимому, лишь путем раздвоения потоков пара, а следовательно за счет увеличения числа цилиндров. Если признать такое увеличение числа цилиндров нецелесообразным, то можно констатировать, что с созданием лопатки последней ступени из титанового сплава длиной примерно 1400 мм размеры последней ступени практически уже не будут ограничивать величину достижимой единичной мощности агрегата¹, эти ограничения создаются уже другими элементами машины.

Все, что было сказано выше о лопатках последних ступеней, относится к паротурбинным агрегатам, работающим при 3000 об/мин. Большие возможности увеличения размеров выхлопных площадей создаются в тихоходных турбинах с 1500 об/мин. При одинаковом материале лопаток и одинаковых относительных величинах D/l , q и k достижимая длина лопатки обратно пропорциональна числу оборотов ротора машины, а размеры площади выхлопа обратно пропорциональны квадрату числа оборотов. Поэтому для турбины с 1500 об/мин при использовании нержавеющей стали марки ЭИ-802 и приведенных выше относительных величинах, полученных для лопатки длиной 1050 мм, длина ра-

бочей части лопатки будет равна $1050 \cdot \frac{3000}{1500} = 2100 \text{ мм}$, а площадь выхлопа $8,41 \cdot \left(\frac{3000}{1500}\right)^2 = 33,6 \text{ м}^2$, что отвечает мощности одного выхлопа

при принятых ранее условиях 536 Мвт. Таким образом, очевидно, что применение тихоходных турбин с 1500 об/мин также позволяет по условиям прочности иметь выхлопные части таких размеров, которые

¹ Ниже мы увидим, что это ограничение снимается даже при меньших размерах последней лопатки.

уже не лимитируют величину мощности агрегата. Однако изготовление тихоходных турбин (а также генераторов) сопряжено со значительными дополнительными затратами труда и материалов и другими дополнительными расходами, что делает их применение нецелесообразным.

Одним из возможных приемов увеличения площади выхлопа является использование двухъярусной ступени типа Баумана, каждая такая ступень дает увеличение площади выхлопа приблизительно в 1,5 раза, что позволяет сократить число выхлопов и, следовательно, упростить конструкцию машины. Однако двухъярусная ступень вызывает дополнительные потери, связанные с неудовлетворительными аэродинамическими качествами решетки верхнего яруса, работающей в области сверхзвуковой скорости парового потока, так как пока не созданы решетки, эффективно работающие со скоростями до $M=2$ и др. Это ставит под сомнение целесообразность применения таких ступеней для мощных турбин [Л 55]. По видимому, и ЛМЗ признал нецелесообразность использования двухъярусных ступеней. Как известно, этот завод поставил двухъярусные ступени в двух своих новых машинах СВК 150 и ПВК 200, однако отказался от нее в агрегате последней конструкции К-300-240.

Все сказанное выше позволяет сделать вывод, что в турбинах, которые будут строиться в течение ближайших 5—10 лет, сохранятся размеры последней ступени, достигнутые в турбинах К 300-240*. Но даже последние ступени таких размеров могут обеспечить весьма значительное увеличение единичной мощности машины.

Как следует из табл. 7 I, эти последние ступени позволяют получить при начальных параметрах пара 240 *ата* и 580°С, промежуточном перегреве пара до 565°С, потерях с выходной скоростью 10 *ккал/кг* и при глубоком вакууме ($p_k=0,035$ *ата*) в четырехвыхлопном турбоагрегате одноярусного исполнения мощность около 500 *Мвт* а в двухъярусном (8 выхлопов) — около 1000 *Мвт*. Такие мощности турбин вполне обеспечивают потребность энергетики в крупнейших турбоагрегатах на ближайшие 10—15 лет.

Обратимся теперь к вопросу установления целесообразной величины мощности перспективных турбоагрегатов при использовании максимальной по длине лопатки последней ступени 1050 мм из трехцилиндровой турбины ХТГЗ К-300-240 с тремя выхлопами в конденсатор. Очевидно, что без всяких принципиальных затруднений возможно соорудить четырехцилиндровую турбину мощностью 400 *Мвт* с четырьмя выхлопами при том же давлении в конденсаторе и при практически равной экономичности. Однако изготовление и внедрение таких турбоагрегатов не будет оправдано, появится новый комплекс типоразмеров оборудования, который потребует освоения в производстве и эксплуатации без сколько-нибудь заметного выигрыша в затратах металла и труда, а также удельной стоимости.

К весьма существенному повышению всех этих показателей приводит увеличение мощности агрегата до 500 *Мвт* при четырехцилиндровом одноярусном исполнении и четырех выхлопах в конденсатор, например, вместо четырех турбин мощностью по 300 *Мвт* при тех же затратах труда и материала можно построить три машины по 500 *Мвт* и еще на 300 *Мвт* больше. Естественно, что для этой турбины целесообразное давление в конденсаторе будет несколько большим, чем в турбине К-300-240, однако, как это следует из табл. 7 I, при длине лопатки последней ступени 1050 мм это давление будет даже меньше 0,035 *ата*, что вполне достаточно для средних условий водоснабжения. При рав-

* Следует считать возможным лишь незначительное увеличение этих размеров (на 5—10%).

ных условиях расход тепла в турбоустановке К-500 240 будет примерно на 0,5% больше, чем в установке К 300 240, что не может служить препятствием для широкого внедрения турбоагрегатов К 300-240 в советскую теплоэнергетику

На рис 7-1 (см. вклейку) показан продольный разрез турбины К-500-240 (по данным эскизного проекта ХТГЗ), в которой применены четыре выхода турбины К-300 240. Уже при этой мощности возникают большие трудности при проектировании прочной части цилиндра среднего давления¹. Удовлетворительное решение вопросов прочности элементов проточной части (лопатки, хвостовики, бандажные связи и др.) удалось найти в конструкции с раздвоением первых четырех ступеней и с д. на два потока. При дальнейшей конструктивной отработке этих элементов турбины с весьма большими затруднениями удалось сформировать проточную часть с д. турбины К-500-240 в одном потоке. Поэтому можно считать, что при сегодняшних технических возможностях мощность 500 Мвт является предельной для применения однопоточных цилиндров среднего давления.

Таким образом, в турбине мощностью 600 Мвт уже возникает необходимость в двух цилиндрах среднего давления, что приводит к двухвальному исполнению агрегата.

При рассмотрении двухвальных агрегатов прежде всего возникает вопрос о выборе числа оборотов второго вала, так как при тихоходных цилиндрах низкого давления лопатка последней ступени может быть выполнена, как было показано выше, вдвое, а площадь выхода вчетверо больше.

На рис 7-2 представлены конструктивные схемы пяти вариантов турбоагрегата К 600 240, разработанных в эскизном виде ХТГЗ. В I варианте оба вала имеют по 3 000 об/мин, в нем в максимальной степени применяются элементы турбины К 300-240, причем так, что четыре цилиндра из пяти используются целиком из турбины мощностью 300 Мвт и только 1, в д. проектируется заново.

Во II варианте оба вала также делают 3 000 об/мин, однако мощности разделены так, что каждый вал создает по 300 Мвт, а следовательно, генераторы одинаковые.

Вариант III спроектирован на более глубокий вакуум ($p_k = 0,03$ ата) и на каждом из тихоходных валов имеется по два цилиндра низкого давления, 1 с всего восемь выходов.

Два последних варианта (IV и V) имеют тихоходный вал (1 500 об/мин) низкого давления, причем в IV варианте два выхода при давлении в конденсаторе 0,035 ата, а в V — три выхода. Последняя лопатка при 1 600 об/мин имеет длину 1 400 мм, а внешний диаметр ступени достигает 5 800 мм. Даже при таких размерах последней ступени, которые существенно меньше возможных для исполнения по соображениям прочности, ряд важнейших технологических операций нельзя выполнить на имеющемся на ХТГЗ оборудовании. Это, в частности, относится к балансировке роторов, настройке ступени при вращении в вакуумной камере и т. п. Исключается также транспортировка облопаченного ротора, а важные операции по набору лопаток переносятся в сложные и неблагоприятные условия монтажной площадки и т. п. (см. также [Л. 56]).

В табл. 7-2 приведены основные технико-экономические показатели этих пяти вариантов машины К-600 240. Варианты с одинаковым вакуумом в конденсаторе имеют практически одинаковый удельный расход

¹ Имеется в виду, что установившиеся нормы допускаемых напряжений остаются без изменений. Для увеличения их пока еще нет достаточно обоснованных и проверенных данных и соображений, а концентрация все больших мощностей в одном агрегате повышает остроту требования максимальной надежности всех элементов машины.

Технико-экономические характеристики различных вариантов двухвального турбоагрегата К-600-240 мощностью 600 Мвт

№ варианта (см. рис. 7-2)		I	II	III	IV	V
Число оборотов вала в минуту		3 600/3 000	3 000/3 600	3 000/3 000	3 000/1 500	3 000/1 500
Число выхлопов		6	6	8	2	3
Давление в конденсаторе, ата		0,035	0,035	0,03	0,035	0,03
Удельный расход тепла, ккал/кг		1 823	1 822	1 800	1 816	1 791
Посл. зад. сту пень	средний диаметр, мм	2 475	2 475	2 475	4 400	4 400
	длина чапачки, мм	975	975	975	1 400	1 400
	площадь выхлопов м ²	7 6 6—45,6	7,6 6—45,6	7,8 8—60,8	19,3 2—38,6	19,3 3—57,9
	потери с выхлопной скоростью, ккал/кг	6,75	6,75	5	9	5,4
Удель. ный вес	турбины, кг/квт	1 58	2 02	2,41	2 24	2 95
	конденсатора, кг/квт	1 29	1 29	1 67	1 29	1 67
	генераторов, кг/квт	1 07	1 13	1 07	1 27	1 27
	агрегата, кг/квт	4 34	4 44	5 15	4 80	5 9
Тру. досм. кость	турбины, нормо ч/квт	0,89	0 93	1,12	1,03	1 4
	конденсатора, нормо ч/квт	0 1	0 1	0 13	0 1	0 13
Удельн. стои- мость	турбины, руб/квт	2 58	2 62	3 13	2 92	3,85
	конденсатора, руб/квт	0 8	0 8	1 07	0 8	1 07
	генераторов, руб/квт	3 12	3 2	3,12	3 74	3 74
	агрегата, руб/квт	6 5	6 5,2	7 32	7 46	8 65
Площадь машинного зала м ² /Мвт		4 35	—	5 27	5,4	5,4

тепла, максимальная разница составляет всего 0,5%*, что, конечно лежит в пределах допуска на гарантированный расход тепла и должно рассматриваться лишь как тенденция, а не реально достижимая в каждой конкретной установке экономия топлива.

Сравнивая эти варианты с одинаковым вакуумом, т. е. I, II и IV, а также III и V, видим, что все технико-экономические показатели (расход материала на турбину и генератор, затраты труда и стоимости) тихоходного варианта I на 12—15% более благоприятны, чем в тихоходном варианте IV и немного лучше, чем в варианте II, быстроходный вариант III еще в большей мере выгоднее тихоходного варианта V.

Если же сопоставить вариант I ($p_k=0,035$ ата) с самым экономичным тихоходным V ($p_k=0,030$ ата), то оказывается, что вес турбины последнего на 50%, конденсатора на 30%, а генераторов на 20% больше, затраты труда на изготовление турбины этого тихоходного варианта почти на 50%, а стоимость турбины на 50% больше, чем в варианте I.

Таким большим экономическим преимуществом, позволяющим при выполнении турбины К-600-240 по варианту I изготовить из одного и того же количества материалов и при одинаковых затратах труда три турбоагрегата вместо двух по варианту V, не может быть противопоставлен выигрыш в экономичности 1,5%, тем более что только разница в стоимости турбины, генератора и конденсатора в пользу варианта I составит 1,3 млн руб. Нельзя также не принять во внимание неизбежность в варианте V больших затрат средств на водоснабжение и строительство турбинного зала (см. последнюю строку табл. 7-2).

Таким образом, можно считать нецелесообразным применение в двухвальных агрегатах тихоходных (1 500 об/мин) валов низкого давления.

* Следует отметить, что при расчетах к. п. д. тихоходных валов экономичность в соответствии с указаниями зарубежной литературы была увеличена на 1,3% по сравнению с результатами обычного расчета турбин на 3 000 об/мин. Такое увеличение к. п. д. этих валов не может считаться достаточно достоверным и принято с целью максимально возможного усиления преимуществ тихоходных турбин оно приводит к снижению удельного расхода примерно на 0,5%.

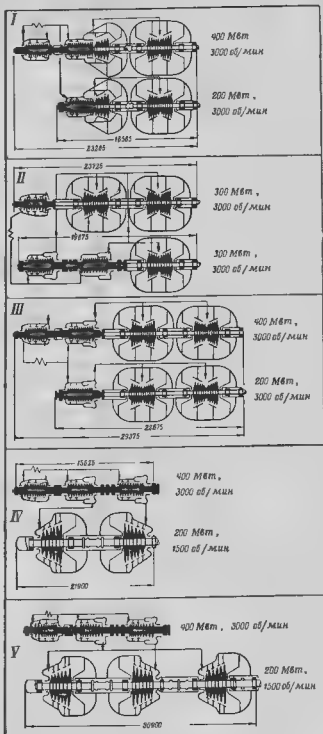


Рис. 7.2 Конструктивные схемы двухвальных турбоагрегатов К 600-240 мощностью 600 Мвт (варианты эскизного проекта ХТГЗ)

Самым благоприятным для турбины 600 Мвт является I вариант. Но даже при рассмотрении этого варианта очевидно, что мощность 600 Мвт не является оптимальной для агрегата в двухвальном исполнении, необходимость в дублировании почти всего теплотехнического и электротехнического оборудования значительно снижает экономический эффект от повышения агрегатной мощности.

При двухвальном исполнении с использованием лопатки длиной 1050 мм мощность турбины может быть доведена до 800 1000 Мвт. Наиболее целесообразная схема пути агрегата 800 Мвт представлена на рис 7.3. В таком исполнении турбоагрегат обладает существенно более высокими технико-экономическими показателями по сравнению с турбиной К-600 240.

В той же конструктивной схеме можно получить мощность 1000 Мвт если допустить несколько большие потери с выходной скоростью на последних ступенях, удельный расход тепла в такой установке будет не больше, чем в турбоагрегате К-300-240.

На рис 7.4 показаны относительные изменения основных технико-экономических показателей турбоагрегатов мощностью 500, 600, 800 и 1000 Мвт по данным эскизных проектов этих машин выполненных ХТГЗ. Для сопоставления с показателями уже изготовленных турбин на этом графике нанесены данные по турбинам мощностью 100 150 и 300 Мвт, причем за 100% приняты соответствующие показатели турбоагрегатов ВКТ-100 ХТГЗ.

Эти кривые наглядно демонстрируют технико-экономические преимущества одновальных агрегатов и ухудшение весовых показателей и затрат труда на двухвальные турбины мощностью 600 Мвт по сравнению с одновальными мощностью 500 Мвт. Дальнейшее увеличение мощности двухвальных агрегатов сглаживает эту разницу так, что двухвальный агрегат мощностью 1000 Мвт имеет наилучшие и почти одинаковые показатели с одновальным турбоагрегатом мощностью 500 Мвт, к ним приближаются показатели двухвальной турбины мощностью 800 Мвт, которая несколько более экономична.

Эти данные позволяют сделать вывод о том, что турбоагрегат мощностью 600 Мвт строить нецелесообразно. Машины такой большой мощ-

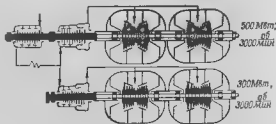


Рис 7.3 Конструктивная схема двухвального турбоагрегата К-800-240 мощностью 800 Мвт (вариант эскизного проекта ХТГЗ)

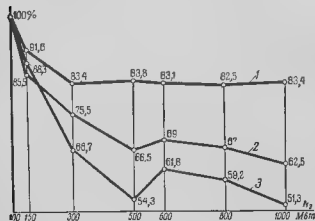


Рис 7.4 Изменение удельных показателей новых паровых турбин ХТГЗ

Одновальные: ВКТ 100 p_c 30 атм t_c 535°С 1.ВК 150 p_c 130 атм t_c 535°С t_{np} 565°С К 300-240 p_c 210 атм t_c 580°С t_{np} 565°С К 500-240 p_c 240 атм t_c 580°С t_{np} 565°С Двухвальные (эскиз. пр. проект) К 600 240 p_c 240 атм t_c 580°С t_{np} 565°С К 800-240 p_c 240 атм t_c 580°С t_{np} 565°С К 1000-240 p_c 240 атм t_c 580°С t_{np} 565°С

1 — удельный расход тепла в ккал/квт·ч 2 — удельный вес в кг/квт 3 — удельная трудоемкость, ч/квт

ности как 1 000 *Мвт*, в течение ближайшего времени могут найти лишь весьма ограниченное применение, причем самая большая объединенная энергетическая система, способная принять мощность таких машин (Европейская часть СССР), будет нуждаться в наиболее экономичных агрегатах. Поэтому можно считать, что турбину К 1000 240 пока строить преждевременно, сооружение машины такой или несколько большей мощности с достижением большей экономичности надо отнести на вторую половину 60-х годов. В эти же годы в связи с ожидаемым решением задачи использования для лопаток последних ступеней титановых сплавов может оказаться возможным сооружение достаточно экономичных одновальных агрегатов мощностью 700–800 *Мвт*, вероятно большие преимущества такого исполнения делают эту задачу актуальной. В течение же этой семилетки (до 1965 г.) целесообразно построить первые образцы одновальных турбин мощностью 500 *Мвт* и двухвальных мощностью 800 *Мвт* для их широкого внедрения в последующие годы.

Надо подчеркнуть, что окончательный выбор мощности перспективных турбоустановок не может быть произведен лишь на основе проведенного здесь рассмотрения эскизных проектов турбинных агрегатов. Для этого выбора должны быть привлечены также материалы проектов котлоагрегатов и другого теплосилового и электромеханического оборудования, а также проекты технико-экономических расчетов по электростанции в целом, которые в настоящее время еще разрабатываются.

7-3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТУРБОУСТАНОВКАХ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Развитие теплотехники в ближайшие годы, как уже указывалось, будет базироваться в основном на использовании в теплосиловом оборудовании перлитно-ферритных сталей.

Достигнутый в настоящее время наивысший уровень начальных параметров пара в турбоагрегатах с деталями и узлами из этих сталей составляет 240 *ата* и 580°С и вряд ли за 10–15 лет будет существенно повышен. Возможное небольшое улучшение жаропрочных свойств материалов этого типа, допускающее повышение начальной температуры пара на 20–30°С, может привести к повышению экономичности на 1–1,5% и не является принципиальным. Таким образом, можно считать, что основными параметрами пара, которые найдут наибольшее распространение в период 1960–1975 гг., будут 130 *ата* и 565°С при мощности турбоагрегата 100, 150 и 200 *Мвт* и 240 *ата* и 580°С для мощности 300 *Мвт* и более с одним промежуточным перегревом пара. Вместе с тем условия эксплуатации, топливо и водоснабжение уже сейчас ставят задачу дифференцированного подхода к определению параметров и типоразмеров турбоагрегатов. Например, в ряде районов с относительно дорогим топливом будет расти потребность в наиболее экономичном оборудовании, даже при существенно более высокой стоимости. Эта задача может решаться главным образом путем увеличения начальных параметров пара, введения второго промежуточного перегрева и т.д.

Наоборот, в местах с весьма дешевым топливом стоимость оборудования явится одной из главных составляющих стоимости электроэнергии, в этих случаях может оказаться целесообразным применение весьма дешевого оборудования при относительно низких параметрах пара и значительной мощности и др.

Максимальными начальными параметрами пара, которые подлежат освоению в опытно-промышленной эксплуатации в период 1959–1965 гг., будут 300 *ата* и 650°С, эти параметры приняты для предвключенной турбины СКР-100. Являются ли они перспективными? Целесообразно ли сооружение крупных конденсационных турбоагрегатов

с этими параметрами для их широкого внедрения в большую энергетику?

Кривые на рис 2-5, дающие оценку прироста к п д идеального цикла с повышением начальных температуры и давления пара, показывают, что по отношению к установкам с параметрами 240 ата и 580° С к п д цикла установки с параметрами 300 ата и 650° С может быть повышен примерно на 4% (относительных). Проектные проработки машин мощностью 300 Мвт для этих параметров пара, которые производились ЛМЗ и ХТГЗ в 1957-1958 гг., показали, что и в реальных условиях можно рассчитывать на прирост экономичности около 4%. Дополнительную экономию примерно на 1,5% можно получить, если ввести в машине с этими начальными параметрами второй промежуточный перегрев пара до 565° С так что общий выигрыш в удельном расходе тепла по сравнению с турбинами К 300-240 составит около 5,5%.

Если принять, что параметры пара 300 ата и 650° С требуют применения в значительных количествах аустенитных материалов, то по современным представлениям, основанным на опыте эксплуатации установок с аустенитными элементами и технико-экономических расчетах, повышение экономичности на 5,5% не является достаточной компенсацией трудностей освоения и увеличения стоимости оборудования из аустенитных сталей.

Иначе будет обстоять дело, если оправдают себя конструктивные идеи охлаждения паровпускных частей машины, принятые для эксплуатационного опробования в одном из вариантов машины СКР 100. В этом случае не надо будет при создании мощных конденсационных турбин ограничиваться начальной температурой пара 650° С, предельное значение начальной температуры может быть значительно увеличено с получением большего экономического эффекта.

Напомним, что в охлаждаемом варианте турбины СКР 100 осуществляется разделение функции элементов агрегата, при котором одна часть этих элементов воспринимает большие усилия почти полного давления при умеренных температурах, а другая разгружена и испытывает весьма малые напряжения при высоких температурах свежего пара. При таком решении массивные, сильно нагруженные детали корпуса и ротора турбины могут выполняться из освоенных, относительно дешевых сталей перлитно ферритного класса, а разгруженные, омываемые острым паром элементы — из аустенитных, обладающих практически лишь свойствами жаростойкости, размеры и вес деталей из аустенитных сталей становятся настолько малыми, что их применение почти не влияет на стоимость и маневренные качества. Так как в настоящее время не имеется еще надежных и проверенных приемов охлаждения рабочих и направляющих топачок, в этой конструкции они остаются практически единственными нагруженными в условиях очень высоких температур деталями и в основном определяют величину допустимой температуры пара, поступающего в турбину.

Совершенно аналогичные условия встречаются в современных газотурбинных установках с охлаждаемыми элементами с той, однако разницей, что принцип разгрузки деталей здесь играет существенно меньшую роль ввиду значительно меньших начальных давлений (5-20 ата). Важно также подчеркнуть, что потери экономичности вызванные охлаждением в паровых турбинах, в 10-15 раз меньше, чем в газотурбинных установках, так как на охлаждаемую часть в паровых турбинах приходится лишь незначительная доля общего теплопередачи. Все это позволяет считать что применяемые в ГТУ принципы охлаждения, усовершенствованные разгрузкой деталей, будут не менее эффективны в паровых турбинах и что в этом случае начальная температура пара может быть повышена до величины, достижимой в настоящее время в стационарных ГТУ. Такой температурой, обеспе-

после детальной конструктивной проработки и технико-экономических расчетов; для ориентировочной оценки его обратимся к рис 2-5, из которого следует, что для пара с начальной температурой 750°C с при увеличении начального давления сверх 300 *ата* получается заметное повышение к п д теоретического цикла, которое при давлении 400-450 *ата* составляет 1,5-2%. В действительном цикле этот выигрыш будет уменьшаться за счет увеличения расхода энергии на привод питающего насоса и практически сведется почти к нулю в случае применения пара этих параметров для машин относительно малой мощности, возможность подогрева до более высокой температуры питательной воды при более развитой регенерации будет усиливать эффективность повышения начального давления. Как видно из рис 7-6 при начальном давлении пара 400 *ата* турбоустановка мощностью 800-1000 *Мвт* на 1,5-2% экономичнее установки мощностью 300 *Мвт*, это определяет целесообразность использования таких высоких давлений именно для турбоагрегатов весьма больших мощностей.

Таким образом, можно считать вполне возможным создание к концу 60-х годов турбоагрегата мощностью около 800 *Мвт* для работы паром примерно 450 *ата* и 750°C , который в целях достижения максимальной экономичности следу-

ет выполнять с двумя промежуточными перегревами пара и развитой выхлопной частью. По сравнению с установками К-300-240 такие агрегаты при несколько более высокой стоимости будут на 8-10% экономичнее, что уже не вызывает сомнения в целесообразности их сооружения, особенно в районах с очень дорогим топливом¹.

Наряду с решением этой задачи может оказаться с народнохозяйственной точки зрения не менее эффективной и противоположная задача со-

оружения дешевого оборудования, даже с относительно малой экономичностью. Во многих районах Советского Союза решениями XXI съезда КПСС предусмотрено резкое снижение стоимости топлива, применение прогрессивных методов добычи угля и прежде всего открытых разработок и гидравлического способа снижает его себестоимость в 3-4 раза, а в некоторых случаях и значительно больше по сравнению с добычей угля в шахтах. Для таких дешевых топлив стоимость отпущенной электроэнергии в решающей мере зависит от стоимости оборудования, для которого задача снижения расхода топлива становится уже не главной.

В случае не очень больших энергосистем этим условиям вполне удовлетворяют турбоустановки ВК 100-6, ВКТ 100 ПВК 150 и ПВК 200. Если же энергосистема в состоянии принять большую мощность машины то целесообразно создать турбоагрегат мощностью 300 *Мвт*, а возможно и больше, на такие параметры пара, которые привели бы к существенному сокращению стоимости оборудования. Наиболее благоприятной для этого случая явится температура 535°C , так как она

¹ Возможность постройки котельных агрегатов в другом оборудовании на эти условия работы, а также более точная оценка эффективности сооружения такой станции должны быть определены конечно, на основании проектных разработок.

не вызывает никаких затруднений в получении соответствующих материалов и заготовок весьма умеренной стоимости

С целью определения оптимального значения давления пара для установок этого класса рассмотрим рис 7-7, на котором представлены результаты ориентировочного расчета удельного расхода тепла (брутто) для турбоагрегата мощностью 300 Мвт с начальной температурой пара 535° С и с промежуточным перегревом до 535° С при изменении начального давления от 130 до 250 ата*. Совершенно очевидно преимущество параметров пара, отвечающих точке А (240 ата и 535/535° С), по сравнению с параметрами точки В (130 ата и 565/565° С)**, в которой удельный расход тепла на 6% больше. Если оценить дополнительный расход энергии на питательный насос при переходе от давления пара 130 к 240 ата достаточно большой величиной (2%), то и в этом случае выигрыш составит не менее 4%. Это сопоставление имеет в виду подчеркнуть целесообразность комплексной глубокой проработки вопроса о внедрении параметров пара 240 ата и 535/535° С (возможно и взамен 130 ата и 565/565° С), которые обещают уменьшение стоимости теплосилового оборудования, повышение его работоспособности и существенное повышение экономичности установок. Дальнейшее снижение стоимости турбоагрегата мощностью 300 Мвт (или большей мощности) может быть произведено за счет повышения давления в конденсаторе до 0,04–0,05 ата, что хотя и снижает экономичность установки на 1–1,5%, но может, вероятно, позволить выполнить турбину в двух цилиндрах при очень существенном сокращении стоимости ее.

Рассматривая возможное направление развития паросиловых установок, необходимо хотя бы вкратце остановиться на перспективах внедрения парогазового цикла. Как известно, можно предложить различные приемы комбинирования паросиловых и газотурбинных установок в единую парогазовую установку.

Температура газа за регенератором ГТУ достаточно высока, чтобы подогреть этим газом питательную воду паросиловой установки. Осушение такого подогрева приводит к образованию парогазовой установки, в которой вытеснен регенеративный подогрев питательной воды паром и, следовательно, увеличена работа паровой части цикла. Так как подвод тепла к паровой и газовой частям цикла при этом остается неизменным, то это увеличение работы предопределяет и более высокий к.п.д. такого комбинирования паротурбинной и газотурбинной установок.

Другим возможным приемом создания парогазового цикла является включение котла паротурбинной установки в тракт рабочего тела газотурбинной установки за газовой турбиной. В этой парогазовой установке снижаются потери тепла с уходящими из котла газами, а следовательно, повышается к.п.д. Если включить котел в тракт рабочего

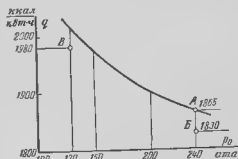


Рис. 7-7. Изменение удельного расхода тепла (брутто) для турбоустановки мощностью 300 Мвт (p_k 0,035 ата) при изменении начального давления (ориентировочно).

А — при p_0 240 ата t_0 535° С и $t_{п.п}$ 535° С,
В — при p_0 130 ата t_0 565° С и $t_{п.п}$ 565° С

* Дальнейшее повышение начального давления с учетом расхода энергии на привод питательного насоса сначала не уменьшает (практически) и при достижении примерно 350 ата даже увеличивает удельный расход тепла.

** Эти параметры рекомендуются для рассматриваемого случая ЦКТИ (см., например, [Л. 58]).

тела ГТУ перед газовой турбиной, то он будет находиться по газовой стороне под полным напором компрессора и превращается в высоконапорный парогенератор (см например [Л 59]) В такой схеме выигрыш в экономичности достигается за счет дополнительной мощности газовой ступени, тепло отработавших газов которой в значительной степени используется в низкотемпературной части паровой ступени (экономайзере).

На рис 7.8 представлена тепловая схема парогазовой установки с высоконапорным парогенератором общей мощностью 175 200 Мвт рассмотренная в [Л 60] Авторы этой работы считают, что такая схема обеспечит дополнительную экономию топлива около 8% а общая удельная стоимость тепломеханического оборудования и здания электростанции снижается примерно на 25% Главным препятствием для внедрения такой схемы является отсутствие опробованных конструкций мощных высоконапорных парогенераторов.

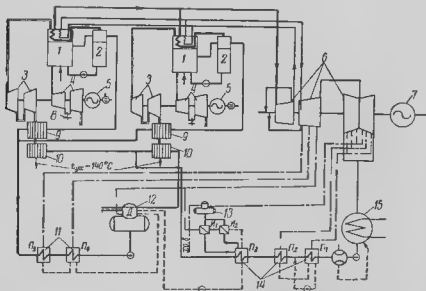


Рис. 7.8. Тепловая схема парогазовой установки.

— пар высокого давления — пар промежуточного перегрева - - - пар из отборов турбины — питательная вода, — — — колленсат — — — топливо и дымовые газы — — — воздух. 1 — высоконапорный парогенератор (параметры пара $p = 140 \text{ атм}$, $t = 570/571^\circ \text{C}$, $G = 210 \text{ т/ч}$) 2 — сепаратор. 3 — газовая турбина (параметры газа перед турбиной $p = 6 \text{ атм}$, $t = 700^\circ \text{C}$, $G = 83,3 \text{ кг/сек}$) 4 — компрессор высокого и низкого давления (параметры воздуха за компрессором: $p = 6,3 \text{ атм}$, $t = 147^\circ \text{C}$) 5 — электрогенератор газовой турбины $N = 13500 \text{ квт}$. 6 — паровая турбина ПВК 160. 7 — электрогенератор паровой турбины $N = 15700 \text{ квт}$, $p_0 = 135 \text{ атм}$, $t_0 = 565,565^\circ \text{C}$, $G = 420 \text{ т/ч}$; 8 — промежуточный холодильник компрессора 9 — экономайзер 1 в ступени 10 — экономайзер 2 в ступени 11 — группа подогревателей в д. 12 — деаэратор (6 атм). 13 — деаэратор химически очищенной воды (1 атм) 14 — группа подогревателей в д. 15 — конденсатор

Возможны и другие разновидности образования комбинированных парогазовых установок

В настоящее время можно считать, что наиболее эффективные приемы комбинирования парогазового цикла могут дать 8-10%¹ уменьшения расхода тепла на отпущенный 1 квт·ч электроэнергии Следует подчеркнуть что такое повышение экономичности достигается за счет весьма серьезного усложнения тепловой схемы и самой установки Учитывая, однако, что и дальнейшее совершенствование обычных паросиловых циклов связано со все большим усложнением установки и конструкции ее элементов, можно считать, что парогазовые схемы по мере освоения в производстве и эксплуатации крупных ГТУ, высоконапорных парогенераторов и другого оборудования будут находить все более широкое применение в энергетике СССР и в первую очередь для условий, которые требуют высокой экономичности установки Это тем более за

кономерно что экономический эффект, получаемый от комбинирования парового и газового циклов, получается дополнительно, независимо от других приемов снижения расхода топлива, в том числе и от уровня принятых параметров пара

В последнее время академиком С. А. Христиановичем и его сотрудниками предлагается перспективная идея создания парогазовой установки, в которой в камеру сгорания газовой турбины подводится максимум возможное количество пара при очень высокой степени повышения давления (70 -80); образовавшаяся смесь пара, воздуха и продуктов сгорания расширяется в парогазовом турбоагрегате. Основным достоинством цикла является большая полезная мощность, снимаемая с 1 кг рабочего тела, позволяющая в относительно простой установке получить мощности в несколько сотен тысяч киловатт. Расчеты показывают что к. п. д. такой установки при начальной температуре рабочего тела около 750° С может быть на уровне современных паросиловых установок. Одним из важных преимуществ парогазовых установок этой схемы является низкая стоимость установленного 1 кВт, согласно расчетам ТЭП стоимость установленного 1 кВт для ГРЭС с шестью паровыми турбинами ПВК 200 в 1,75 раза больше, чем для ГРЭС с шестью такими парогазовыми установками мощностью по 200 Мвт.

Создание ряда важных элементов таких установок встречает немало трудностей и возможно лишь при широком развитии работ по исследованию рабочих процессов и экспериментальной отработке узлов. Успешное завершение исследования и опробование опытного образца парогазовой установки по такой схеме создадут весьма благоприятные условия для их внедрения, возможно, что приблизительно к концу 60-х годов установки по этой схеме начнут в ряде случаев вытеснять паросиловые. Это окажется целесообразным, как нам представляется, например, для пиковых установок или в местах с дешевым тяжелым жидким и газовым топливами, т. е. в тех случаях, где важна возможно более низкая стоимость установленного 1 кВт электроэнергии. Приведенная точка зрения обосновывается тем, что к этому времени экономичность паросиловых установок возрастет, а внедрение некоторых других схем парогазового цикла с раздельным расширением пара и газа приведет к тому, что такие установки окажутся существенно более экономичными, чем по этой схеме.

Повышение экономичности цикла паросиловых установок почти во всех случаях связано с усложнением схемы (а следовательно, и эксплуатации) и удорожанием оборудования. Наоборот, увеличение эффективности процессов, происходящих в турбоагрегате (т. е. повышение к. п. д. собственно турбины), почти во всех случаях достигается простыми и относительно дешевыми конструктивными мероприятиями. К сожалению, выполнение этих мероприятий связано, как правило, с затратами больших средств и весьма квалифицированного труда на исследования и опыты. Последнее объясняется тем, что паровые турбины достигли уже довольно высокой степени совершенства и всякое дальнейшее достижение в этой области требует все больших усилий и времени и, естественно, не может быть очень велико.

Улучшение конструкций прочных частей ряда модернизированных, а также новых турбин, выполненное на основании результатов многолетних исследований институтов и заводов, привело к весьма заметному повышению к. п. д. турбоагрегатов главным образом в частях высокого давления. В табл. 7.3 приведены значения внутреннего относительного к. п. д. для трех машин. Первые две из них (ВР 25 и СВК-150) проходили испытания как в старом исполнении, так и после усовершенствования проточной части, из серии новых турбин с улучшенной проточной частью испытания произведены пока что на машинах ВКТ-100. Из этой таблицы прежде всего можно установить, что измеренный

Относительный внутренний к п. д. некоторых модернизированных и новых турбин

Завод изгото- витель	Тип турбины и наименование отсека	Относительный внутренний к. п. д. %		
		до модернизации		Испытания после модер- низации
		Расчет заво- да	Испытания	
ХТГЗ ЛМЗ	ВР-25-1 ² СВК-150,	78,5	75,0	78,5—83,0 ¹
	ц в д ²	75,5	72,4	77,5 78 8 ²
	ц с д	88,9	88,4	89,5
	ц н д	73,6	66,0	66,0
ХТГЗ	ВКГ-100 ³			
	отсек в. д ⁴	89,0		85,5
	отсек н д	75,6		74,5

¹ Вторая цифра (83 %) получена пересчетом прямых результатов испытаний (78,5 %) с учетом влияний ряда побочных и случайных факторов

² По состоянию пара перед стопорным клапаном при угле поворота регулирующего клапана углы 100° при полностью открытых трех клапанах к п д составляет 78,8% при расчетном значении (после модернизации) 79 %

³ Турбина ВКГ-100 не модернизировалась, в ней с первого образца применены усовершенствованная проточная часть

⁴ По состоянию пара перед соплами

⁵ По состоянию пара перед стопорным клапаном

к п д частей высокого давления модернизированных турбин и особенно новой машины ВКГ-100 достигает высоких значений (до 85,5%). Почти до 90% доведен к п д отсека среднего давления, отдельные измерения к п д группы ступеней среднего давления в машине ВКГ-100 давали приблизительно такие же значения. Совсем неудовлетворительно обстоит дело с экономичностью части низкого давления, относительная разница между расчетным и измеренным к п д достигает в иных случаях около 10% при весьма низком общем уровне (66% в СВК-150)*. В настоящее время еще не произведены испытания новейших отечественных турбин типа ПВК-150 и ПВК-200, поэтому еще нельзя судить о фактической экономичности их элементов. Это же можно сказать и о машинах типа К-300-240 с начальными параметрами пара 240 атм и 580°С.

Расчетные к п д частей машин ХТГЗ этих типов приведены в табл. 7-4. Нет, конечно, полной уверенности, что такая высокая экономичность будет достигнута в первых же машинах. Следует иметь в виду, что во всех проверенных случаях расчетный к п д¹ оказывался существенно большим, чем фактический по испытаниям, по всей турбине в целом эту разницу можно оценить 2—3% удельного расхода тепла. Все же, хотя большая плотность пара в ц в д и большая веерность в ц н д и являются источником возможных добавочных потерь в новейших машинах, весьма вероятно, что фактический к п д этих турбин за счет добавочных улучшений конструкции проточных частей приблизится к расчетному более, чем это достигнуто в уже испытанных машинах, дальнейшая же настойчивая работа исследователей и конструкторов должна свести эту разницу к минимуму.

Возможно ли и реально ли повышение экономичности турбоагрегатов сверх расчетных величин, приведенных в табл. 7-4?

В оценке этих возможностей целесообразнее всего исходить из экономичности частей среднего давления. Ступени этих частей находятся

* Очень низкое значение к п д ц н д этой турбины объясняется, вероятно наличием в нем малоэкономичной двухъярусной ступени

¹ Речь идет о расчете к п д по определенной методике, в данном случае по методике, принятой на ХТГЗ

Тепловые характеристики турбин ХТГЗ

Характеристики	ПВК 150			К-300-240		
	ц с д	ц с д	ц с д	ц с д	ц с д	ц с д
Давление пара перед цилиндром, <i>атм</i>	123,5	27,5	4,5	228	35	2,25
Температура пара перед цилиндром, °C	562	566	322	576	565	218
Давление пара за цилиндром, <i>атм</i>	32,5	4,6	0,035	40	2,3	0,035
Температура пара за цилиндром, °C	375	322	-	326	216	-
Располагаемый теплоперепад, <i>ккал/кг</i>	98,2	134,8	201,6	119,4	185,2	156,0
Внутренний к.п.д., %	84,5	87,9	86,6	85,9	90,3	84,8
Внутренняя мощность, <i>Мвт</i>	44,6	56,0	63,2	102,7	123,9	80,3
Внутренняя мощность турбины, <i>Мвт</i>		163,8			306,9	

в наиболее благоприятных условиях работы, имеют наименьшие потери и наиболее достоверные результаты расчета, практически не отличающиеся от полученных при испытаниях. Если признать возможным выполинение в реальной машине решеток рабочих и направляющих лопаток с наименьшими потерями, достигнутыми для наилучших решеток в лабораторных условиях, то при возможных минимальных других потерях и для объемных расходов пара, отвечающих машинам максимальной мощности (500—800 *Мвт*), внутренний к.п.д. отсека среднего давления¹ вряд ли может быть доведен до величины, большей 92—92,5%. Таким образом, можно считать, что за счет предельно достижимого повышения экономичности частей среднего давления (на 1,5—2%) можно ожидать снижения удельного расхода тепла в турбоустановках большой мощности на 0,5—0,8%.

Части высокого давления современных турбоагрегатов находятся в весьма тяжелых условиях работы. В них по сравнению с ц.с.д. значительно возрастают потери утечек весьма плотного пара через все зазоры, а также все потери, связанные с относительно малым (в 6—8 раз меньшим, чем в ч.с.д.) объемным расходом пара. Серьезное снижение к.п.д. получается за счет неэкономично работающего регулирующего колеса. Все это заставляет считать что достижимый к.п.д. части высокого давления (до промежуточного перегрева) на 5—7% меньше, чем в ц.с.д., и может достигнуть 87—88%. В сравнении с расчетной экономичностью ц.в.д. машины К-300-240 это дает улучшение на 2—3%, удельный расход тепла в установке при этом снизится примерно на 1%. Основные возможности такого повышения экономичности ц.в.д. содержатся в совершенствовании регулирующих колес, уменьшении концевых потерь, выравнивании степени реакции вдоль длины лопатки, уменьшении всех зазоров и, главное, в обеспечении сохранения чертежных размеров зазоров в эксплуатации. Важное значение имеет всемерное повышение качества изготовления машин со строгим выполнением всех требований чертежа.

Главные возможности повышения фактической экономичности машин таковы в ц.и.д. Здесь имеется наибольшая разница расчетного к.п.д. с измеренным, конструктивные улучшения проточных частей низкого давления, внесенные в последнее время, так же, по-видимому, далеко не достаточны и дают незначительный эффект. Таким образом, на изучение и усовершенствование работы частей низкого давления должны быть направлены главные усилия исследователей. Надо отме

¹ В той области давления пара, в которой работает этот отсек, например в турбине К-300-240 (см. табл. 7-4)

тить, что как раз работы в этом направлении встречают основные трудности и требуют наибольших средств. До последнего времени такого рода исследования производились на воздушных модельных турбинах, в которых нельзя осуществить полное моделирование работы группы последних ступеней. Здесь не удается воспроизвести ни натуральных чисел M и Re , ни даже геометрического подобия (для больших лопаток последних ступеней с $D/l \approx 2,5$), не моделируется также двухфазность (вода и пар) рабочего тела. Два последних обстоятельства делают любые модельные испытания недостоверными, и для получения надежных результатов, таким образом, совершенно необходимо изучение работы ступеней низкого давления в натуральных условиях и натуральных размеров.

Ввиду важного, а возможно, и решающего значения формообразования проточной части в меридиональной плоскости эти исследования должны осуществляться для группы последних ступеней и совместно с выхлопным патрубком. Таким образом, решение задачи повышения экономичности частей низкого давления требует, помимо исследований в статических условиях и на модельных турбинах, сооружения крупнейших стендов с натурными частями низкого давления мощностью 30—40 тыс. квт. Следует подчеркнуть, что в практике наиболее передовых в техническом отношении зарубежных фирм такие исследования ведутся в течение ряда последующих лет. В [Л 61] отмечено, например, что результаты 3-летних исследований на натурном стенде в 1955 г. позволили поднять уровень к п. д. цилиндра низкого давления на 3%.

Развитие исследований в области проточных частей низкого давления, несомненно, обеспечит увеличение их экономичности, которая может достигнуть по внутреннему к п. д. (в условиях, аналогичных турбине К-300-240) величины 88—89%, что для всей установки может дать, в сравнении с расчетной цифрой к п. д. цилиндра низкого давления турбины К-300-240 приблизительно 1,5—2% снижения удельного расхода тепла.

Таким образом, есть основания считать, что достижимое с помощью конструктивных мероприятий повышение экономичности проточной части наиболее мощных конденсационных турбоагрегатов может привести к снижению удельного расхода тепла по сравнению с расчетной экономичностью современных установок относительно небольшой мощности на величину 3—3,5%, по сравнению же с фактическим расходом тепла это снижение может составить ориентировочно 5—6%.

Конкретное содержание всех этих мероприятий может определяться лишь на основании результатов весьма большой, широко поставленной исследовательской работы в этой области. Эти результаты, естественно, будут накапливаться и внедряться постепенно так, что по истечении 10—15-летнего периода общий эффект по сравнению с фактическим уровнем сегодняшнего турбостроения достигнет названной выше цифры 5—6%. К этому времени масштабы производства паровых турбин возрастут настолько, что эта экономия позволит в турбоустановках, сооруженных в течение лишь 1 года, сберечь ежегодно несколько миллионов тонн условного топлива.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Щегляев А. В., Смелъницкий С. Г., Очерки по истории энергетической техники СССР, Тепловое энергомашиностроение, Паровые турбины, Госэнергоиздат, 1955
- 2 Шубенко-Шубин Л. А., Основные вехи развития советского паротурбостроения и его перспективы, «Теплоэнергетика», 1957, № 11
- 3 Гринберг М. И., Конструкция паровых турбин ЛМЗ, сб. «Развитие техники на Ленинградском металлургическом заводе имени XXII съезда КПСС», Машгиз, 1957
- 4 Гринберг М. И., Паровая турбина высокого давления 100 000 лат, 3000 об/мин производства Ленинградского металлургического завода, «Электрические станции», 1947, № 2
- 5 Тубинский Л. И., Френкель Л. Д., Паровые турбины высокого давления ЛМЗ, Госэнергоиздат, 1956
- 6 Степанов И. М., Из опыта эксплуатации паровых турбин высокого давления ЛМЗ, «Энергомашиностроение», 1956, № 8.
- 7 Степанов И. М., Эксплуатационный опыт работы турбин высокого давления ЛМЗ имени XXII съезда КПСС, «Котлотурбостроение», 1951, № 2
- 8 Щегляев А. В., Смелъницкий С. Г., Булкин А. Е., Голосов П. П., Опыт реконструкции регулирования турбин ВК 100/2, «Теплоэнергетика», 1959, № 2
- 9 Шубенко Шубин Л. А., Паровые турбины Харьковского турбинного завода, «Теплоэнергетика», 1959, № 2
- 10 Гринберг М. И., Левин Б. М., Френкель Л. Д., Полищук В. Л., Березюк Б. Ф., Паровая турбина типа СВК 150-1 ЛМЗ, сб. «Некоторые вопросы энергомашиностроения в СССР», Машгиз, 1956.
- 11 Немов А. П., Островский Я. М., Некоторые итоги пуска и освоения турбинного оборудования на сверхкритические параметры пара, «Теплоэнергетика» 1955, № 11.
- 12 Лобанов В. П., Грибков М. Н., Тепловые испытания головного образца турбины СВК 150-1, «Теплоэнергетика», 1956, № 8
- 13 Быков В. М., Влияние стоимости топлива на экономическую целесообразность увеличения мощности блоков и повышение параметров пара теплового цикла КЭС, «Энергомашиностроение», 1958, № 10
- 14 Шубенко Шубин Л. А., Рабочие лопатки последних ступеней советских мощных паровых турбин, «Энергомашиностроение», 1959, № 1
- 15 Шубенко-Шубин Л. А., Некоторые технико-экономические итоги и перспективы развития паротурбостроения на ХТГЗ в 1959—1965 гг., «Энергомашиностроение», 1960, № 11
- 16 Тюрин П. Я., Некоторые принципиальные вопросы развития тепловых электростанций, «Теплоэнергетика», 1959, № 5.
- 17 Некрасов А. М., Развитие энергетики СССР в 1959—1965 гг., изд. «Знание», 1959
- 18 Рудамин Б. В., Влияние стоимости топлива на выбор параметров конденсационных электростанций, «Энергомашиностроение», 1958, № 10
- 19 Илюхин Н. В., Технический прогресс в энергомашиностроении Машгиз, 1959
- 20 Кириш А. К., Ухоботин В. А., Испытания паровых турбин высокого давления, сб. «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС», вып. XV, 1958.
- 21 Шубенко-Шубин Л. А., Некоторые вопросы развития паротурбостроения, «Теплоэнергетика», 1955, № 4
- 22 150 Jahre Escher Wyss (1805—1955), Zürich, 1955, Escher Wyss Mitteilungen
- 23 Косык Ю. Ф., Савуков В. И., О борьбе с эрозией последних ступеней мощных паровых турбин, «Энергомашиностроение», 1960, № 7
- 24 Либерман Л. Я., Пейсикис М. М., Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении, Машгиз, 1958.
- 25 Андриященко А. И., Кин Э. А., Ильин А. В., Методика термодинамического расчета оптимальных параметров тепловой схемы мощных паротурбинных установок с промпрегретом Саратовский автомобильно-дорожный институт, научное сообщение, вып. 10, Саратов, 1957.

- 26 Рыжкин В. А., Исследование сложных циклов современных паротурбинных электростанций, «Теплоэнергетика», 1955, № 4.
- 27 Рекомендации по паровым турбинам, ч. 1, Спецификация, Международная электротехническая комиссия, Публикация 45, Женева, 1958.
- 28 Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов турбин, под ред. проф. Жуковского В. С. и проф. Кутатева С. С., Госэнергоиздат, 1960.
- 29 Дейч М. Е., Самойлович Б. С., Основы аэродинамики осевых турбомашин, Машиз, 1959.
- 30 Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин, под ред. Кириллова И. И., Машиз, 1958.
- 31 Дейч М. Е., Трояновский Б. М., Казинцев Ф. В., Абрамов В. М., Сравнительное исследование двухступенчатых ступней скорости, «Теплоэнергетика», 1958, № 5.
- 32 Шубенко-Шубин Л. А., Опыт совершенствования проточной части паровых турбин высокого давления, «Энергомашиностроение», 1958, № 7.
- 33 Рубинштейн Я. М., Грибков М. Н., Едигарев Л. В., Результаты модернизации турбины ВР 25-1 ХТЗ, «Теплоэнергетика», 1957, № 9.
- 34 Соболев С. П., Гранов В. Е., Модернизация турбины ВР 25-1 ХТЗ и анализ полученных результатов «Теплоэнергетика», 1958, № 8.
- 35 Шапиро Ю. В., Тортинко М. А., Модернизация турбины СВК 150 и ВК 100-2, сб. ЛМЗ № 5 «Паротурбостроение и газотурбостроение», Машиз, 1957.
- 36 Рубинштейн Я. М., Грибков М. Н., Комаров Н. Ф., Едигарев Л. В., Результаты модернизации турбины типа СВК 150 ЛМЗ, «Теплоэнергетика», 1958, № 5.
- 37 Лазаренко А. В., Соболев С. П., Фридман А. Е., Шубенко-Шубин Л. А., Паровая турбина ВКТ-100 Харьковского турбинного завода, «Энергомашиностроение», 1959, № 6.
- 38 Шубенко-Шубин Л. А., Новые мощные паровые турбины Харьковского турбинного завода имени Кирова, сб. «Новые машины» Харьковское обл. изд. 1958.
- 39 Коноватов Г. М., Кириш К. А., Маркин В. П., Экономичность паровой турбины ВКТ-100 Харьковского завода, «Теплоэнергетика», 1960, № 3.
- 40 Третьяков П. Г., Левченко Б. Л., Температурные исследования корпуса турбины снабженной обтекателем, «Энергомашиностроение», 1959, № 3.
- 41 Шубенко-Шубин Л. А., Основные особенности паровой турбины ПВК 150 Харьковского турбинного завода, «Новое в тяжелом машиностроении», 1958, № 9—10.
- 42 Рубинштейн Я. М., Едигарев Л. В., Две схемы включения питательных насосов, сб. «Усовершенствованные конструкции и эксплуатации турбинных установок», Госэнергоиздат, 1959.
- 43 Соболев С. П., Зельдес Н. Я., Сухинин В. П., Шор А. А., Опыт создания лопатки последней ступени для турбины мощностью 150 тыс. кет, «Теплоэнергетика», 1959, № 3.
- 44 Шмуклер Б. И., Тепловая схема блока прямоточный котел—турбина, «Теплоэнергетика», 1959, № 3.
- 45 Таушканова В. Б., Испытание выхлопных патрубков мощных паровых турбин, сб. ЛМЗ № 6 «Исследование элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров», Машиз, 1960.
- 46 Лазаренко А. В., Конструкция паровой турбины К-300-240 Харьковского турбинного завода, «Энергомашиностроение», 1960, № 10.
- 47 Шубенко-Шубин Л. А., Основные особенности турбинного агрегата К-300-240 ХТЗ, «Теплоэнергетика», 1960, № 10.
- 48 Гельтман А. Э., Будляцкий Д. М., К выбору привода питательного насоса для блока на сверхкритическое давление пара, «Энергомашиностроение», 1960, № 6.
- 49 Хрущев Н. С., Речь на Всесоюзном совещании по энергетическому строительству 28 ноября 1959 г. газета «Правда», № 347/15106 за 43 декабря 1959 г.
- 50 Рождественский А. П., В чем неправ Филипп-Спори? «Теплоэнергетика», 1960, № 10.
- 51 Саликов А. П., Магнитоаэродинамический способ получения электроэнергии, «Теплоэнергетика», 1960, № 8.
- 52 Вознесенский А. Н., Гидроэнергетические ресурсы СССР, «Энергетика мира», Сборник докладов о развитии энергетики на пятой Мировой конференции в Вене в 1956 г., Госэнергоиздат, 1957.
- 53 Уваров В. В., Газовая турбина и перспективы ее применения в энергетике и транспорте, «Теплоэнергетика», 1955, № 5.
- 54 Уваров В. В., Чернобровкин А. Н., Бекнев В. С., Манушкин Э. А., Панков А. М., К созданию газотурбинных установок большой мощности, «Теплоэнергетика», 1959, № 10.
- 55 Щегляев В. А., Дейч М. Е., Некоторые вопросы повышения экономичности паровых турбин, «Теплоэнергетика», 1957, № 4.
- 56 Гладковский П. С., Шапиро Ю. В., Новая паровая турбина СКК-300, «Новое в тяжелом машиностроении», Сборник информационных материалов ГНПХ Совета Министров СССР 1959, № 3.

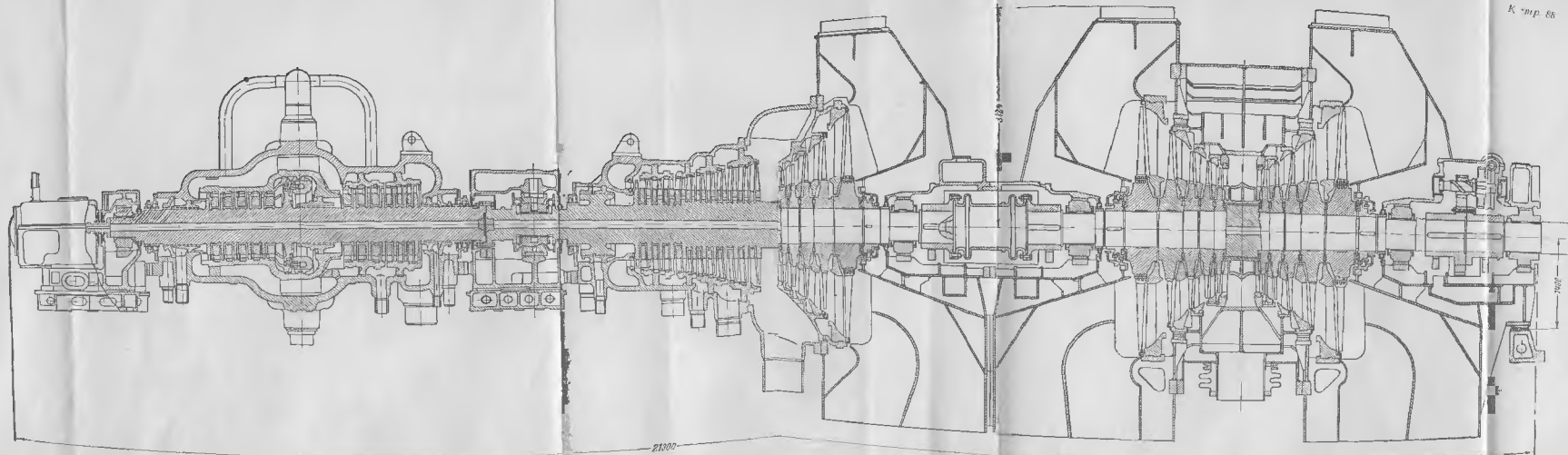
57 Шубенко-Шубин Л. А., О некоторых конструктивных решениях важных узлов мощных турбоустановок на сверхкритические параметры пара, «Теплоэнергетика», 1960, № 2.

58 Гельтман А. Э., Вопросы выбора параметров и характеристик энергооборудования для районных конденсационных электростанций, «Энергомашиностроение», 1968, № 10.

59 Ложкин А. Н., Комбинированные парогазовые энергоустановки и перспективы их использования в теплоснабжении, сб. «Проблемы использования газа в теплосиловых установках», Госэнергоиздат, 1959.

60 Корнеев М. И., Дробот В. П., Парогазовые установки с высоконапорным парогенератором мощностью в блоке 175—200 Мвт, «Энергомашиностроение», 1960, № 1.

61 Downs J. E., Cotton K. C., Испытание турбины низкого давления, Mechanical Engineering, 1958, vol 80, № 8.



21300

Рис. 88 Продольный разрез турбины ЛМЗ К-300-240.

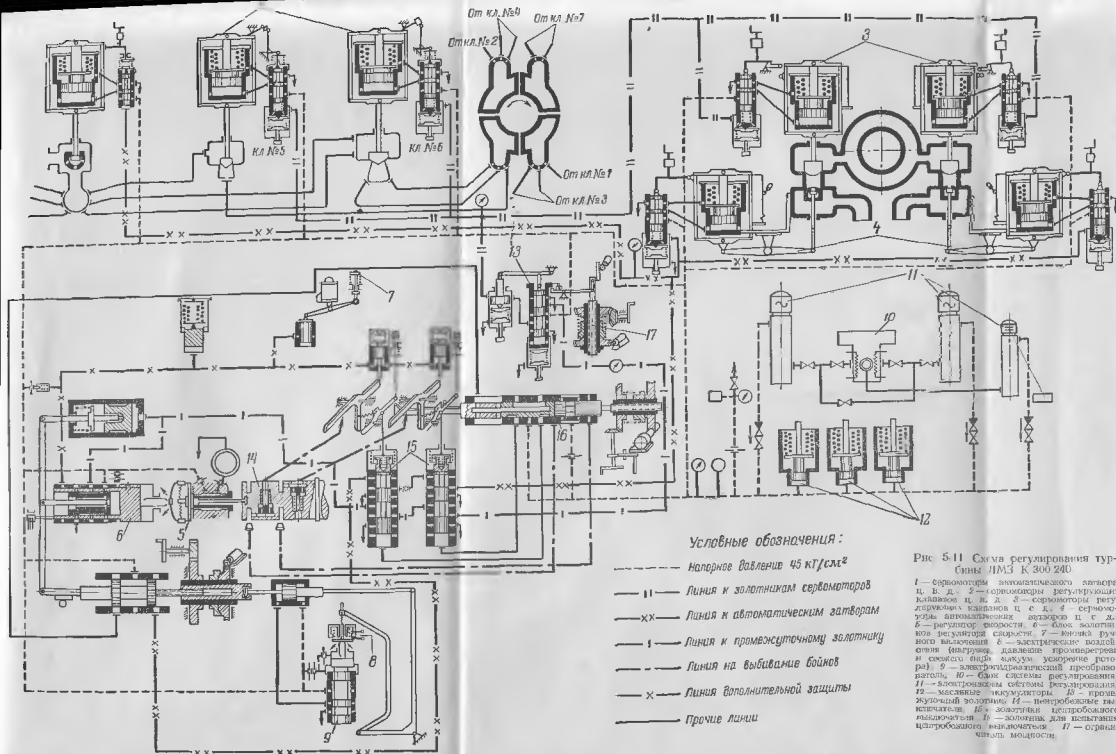


Рис. 5-11 Схема регулирования турбины ЛМЗ К 300 240

1 — сервомоторы автоматического явотора ц. в. д.; 2 — сервомоторы регулирующей системы ц. в. д.; 3 — сервомоторы регулирующей системы ц. в. д.; 4 — сервомоторы автоматического явотора ц. в. д.; 5 — регулятор скорости; 6 — блок золотников регулятора скорости; 7 — якоря ручного выключения; 8 — электрические выключатели (нагреватель, давление, пропускание и скорости) для вакуум. усилителя (потока); 9 — электрогидравлический преобразователь; 10 — блок системы регулирования; 11 — электромагнитная система регулирования; 12 — масляные аккумуляторы; 13 — промежуточный золотник; 14 — пневматический усилитель; 15 — золотник центрального выключения; 16 — золотник для испытания центрального выключения; 17 — органы, клапан мощности.

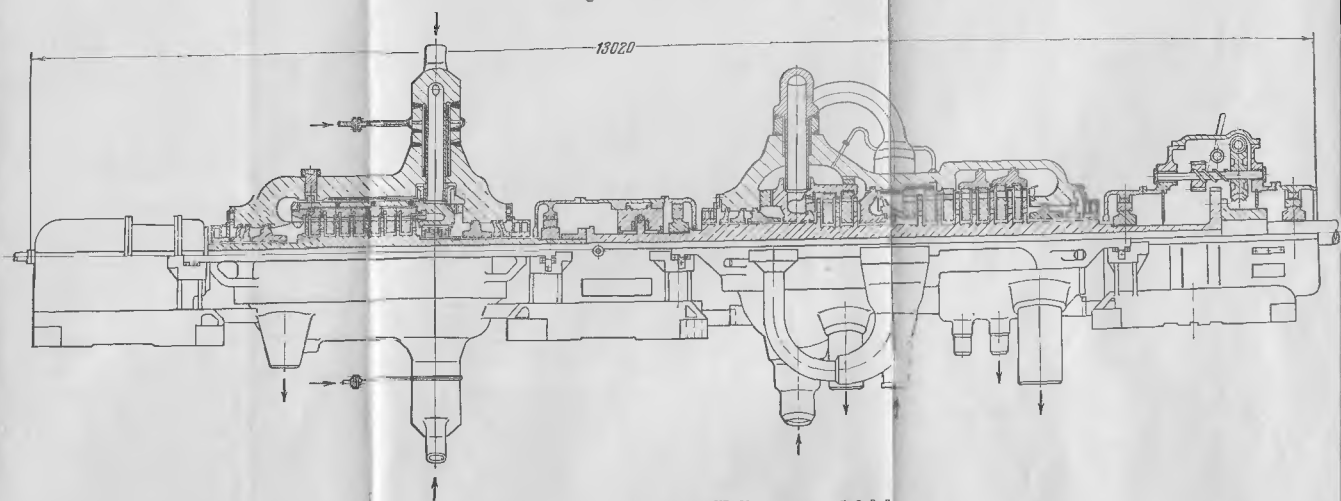


Рис. 6-1. Продольный разрез турбины ХТЗ СКР-100 с аустенитным ц. в. д.